

Untersuchungen zur Optimierung eines solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors

Fakultät Maschinenwesen
der
Technischen Universität Dresden

zur

Erlangung des akademischen Grades
Doktoringenieur (Dr. –Ing.)

genehmigte Dissertation

M. Sci. Dejin Chen
geb. am 28.06.1965 in Zhejiang China

Tag der Einreichung: 13.11.2003

Tag der Verteidigung: 26.11.2004

Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. J. Knorr

Prof. Dr. I. Kolin

Priv. –Doz. Dr. rer. nat. habil. U. Rindelhardt

Prof. Dr. –Ing. habil. E. Kaiser
Vorsitzender der Promotionskommission

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meines Promotionsstudiums im Rahmen des Graduiertenkollegs „Lokale innovative Energiesysteme“ an der Technischen Universität Dresden.

Bei Herrn Prof. Dr. rer. nat. J. Knorr, meinem Doktorvater, möchte ich mich herzlich für die Betreuung und für seine immerwährende Unterstützung der Arbeit bedanken.

Prof. I. Kolin und Dr. rer. nat. habil. U. Rindelhardt danke ich für ihres Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Gutachters.

Weiterhin möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Kernenergietechnik, insbesondere bei Dr. habil. M. Schwarz für seine selbstlose Hilfestellung in unzähligen Belangen bedanken. Gleichfalls möchte ich den Mitarbeitern der Werkstatt des Instituts für Energietechnik für ihre Unterstützung danken.

Prof. Dr.-Ing. habil. P. Büchner und Dr.-Ing. B. Knöfel bedanke ich mich für die gute Zusammenarbeit im Rahmen des Graduiertenkollegs an der TU Dresden.

Für die finanzielle Förderung meiner Arbeit bin ich die Deutschen Forschungsgemeinschaft zu Dank verpflichtet.

Außerdem möchte ich mich bei Herrn Höhne bedanken, der für mich nicht nur Deutschlehrer sondern auch mein Freund ist.

Bei meiner Frau Q. Jin und Tochter X. Chen möchte ich mich ganz besonders herzlich für ihre Geduld und Unterstützung bedanken.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	II
Inhaltsverzeichnis	III
Formelzeichen	VI
1. Einleitung	1
2. Solarer Niedertemperatur-Stirlingmotor vom γ-Typ	3
2.1 Stirlingmotor vom γ -Typ	3
2.2 Aufbau des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors	4
2.2.1 Aufbau des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors III	4
2.2.2 Aufbau des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors IV	6
2.3 Absorber	7
2.4 Gehäuse	11
2.5 Arbeitskolben	12
2.6 Verdränger	13
2.7 Regenerator	15
2.8 Kühlung	17
3. Thermodynamische Beschreibung	19
3.1 Idealer Kreisprozess	19
3.1.1 Idealer Stirling-Prozess	19
3.1.2 Thermischer Wirkungsgrad des idealen Stirling-Prozesses vom γ -Typ	21
3.2 Realer Stirling-Prozess	23
3.3 Schmidt-Theorie	25
3.3.1 Annahmen der Schmidt-Theorie	25
3.3.2 Schmidt-Analyse	26
3.3.3 Anwendung der Schmidt-Theorie im solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor	28
3.4 Solarenergieumwandlung vom solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor ..	31
3.4.1 Mathematisches Modell beim Stirlingmotor mit Konvektionsverlusten	32

3.4.2	Mathematisches Modell beim Stirlingmotor mit reduzierten Konvektionsverlusten	35
3.5	Bestimmung der Leistung von solaren Niedertemperatur-Stirlingmotoren ..	38
4.	Berechnung des Niedertemperatur-Stirlingmotors	41
4.1	Rechenmodell für die Solarenergieumwandlung	41
4.2	Berechnungen der Heißgastemperatur vom Stirlingmotor	43
4.2.1	Stoffwerte von Luft	43
4.2.2	Heißgastemperatur vom Stirlingmotor	43
4.3	Computerprogramm PROSA	49
4.4	Berechnung nach PROSA	51
4.4.1	Veränderung der Drehzahl	52
4.4.2	Veränderung des Phasenwinkels	53
4.4.3	Veränderung des Verdichtungsverhältnisses	54
4.4.4	Veränderung des Totvolumens	56
4.5	Berechnung der Motorleistung	57
5.	Experimentelle Untersuchungen am solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor ..	60
5.1	Messtechnik	60
5.1.1	Messsystem	60
5.1.2	Druck	61
5.1.3	Temperatur	61
5.1.4	Wegmessung des Arbeitskolbens	62
5.1.5	Mechanische Leistung	63
5.2	Simulationsversuch mit einem Regeneratortestgerät	63
5.2.1	Regeneratortestgerät	63
5.2.2	Versuchsergebnisse	65
5.3	Experimentelle Untersuchungen an den Stirlingmotoren III und IV	67
5.3.1	Gültigkeit des Rechenmodells für die Solarenergieumwandlung	67
5.3.2	p - V Diagramm und Temperaturverlauf	70
5.3.3	Mechanische Verluste	74
5.3.4	Strömungsverluste	74
5.3.5	Regeneratoruntersuchungen am Stirlingmotor III	77

5.3.6	Reduzierung der Konvektionsverluste	78
5.3.7	Lastverhalten	79
5.3.8	Einfluss des Phasenwinkels	82
5.3.9	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses	84
5.3.10	Vergleich zwischen den Stirlingmotoren III und IV	88
5.4	Bewertung der experimentellen Ergebnisse mit der Schmidt-Theorie	92
6.	Weitere Untersuchungen am Stirlingmotor IV	97
6.1.	Neues Gehäuse	97
6.2.	Masseausgleich des Verdrängers	101
6.3.	Totvolumenreduzierung im Arbeitskolben	105
6.4.	Diskontinuierliche Bewegung	106
6.5.	Verdränger mit innenliegendem Regenerator	115
7.	Zusammenfassung	117
Anhang	120
Literaturverzeichnis	124

Formelzeichen

Formelzeichen

A	Fläche	m^2
B	Beale-Zahl	-
C_s	Strahlungskonstante	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$
c_p	spez. Wärmekapazität	$\text{kJ}/(\text{kgK})$
c_v	spez. Wärmekapazität	$\text{kJ}/(\text{kgK})$
D	Durchmesser	m
d	Durchmesser	m
F	Kraft	N
F	Faktor	-
f	Korrektur-Faktor	-
Gr	Grashof-Zahl	-
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
\dot{g}	Solarstrahlungsdichte	W/m^2
H	Hub	m
h	Wärmeübergangskoeffizient	$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$
L	Länge	m
l	charakteristische Abmessung	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
NTU	Anzahl der Übertragungseinheiten	-
Nu	Nußelt-Zahl	-
n	Drehzahl	U/min
P	Leistung	W
Pr	Prandtl-Zahl	-
p	Druck	Pa
Q	Wärmemenge	J
\dot{Q}	Wärmestrom	W

R	Gaskonstante	Nm/(kgK)
Ra	Rayleigh-Zahl	-
Re	Reynolds-Zahl	-
r	Radius	m
T	Temperatur	K oder °C
V	Volumen	m ³
v	Geschwindigkeit	m/s
W	Arbeit	J
α	Absorptionskoeffizient	-
α	Phasenwinkel	°
β	Volumenausdehnungskoeffizient	1/K
φ	Drehwinkel	°
ε	Emissionsgrad	-
ε	Verdichtungsverhältnis	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(mK)
η	Wirkungsgrad	-
η	dynamische Viskosität	kg/(ms)
ρ	Dichte	kg/m ³
ρ^*	Reflektionsgrad	-
δ	Abstand	m
ν	kinematische Viskosität	m ² /s
τ	Transmissionsgrad	-

Indizes:

A	Absorber
A1	Außenseite des Absorbers
A2	Innenseite des Absorbers
Ar	Arbeitskolben
ab	abgeführt
Bew	Bewegung
F	Abdeckungsfolie
G	Gas

H	heiße Seite
K	kalte Seite
Kon	Konvektion
Kü	Kühler
L	Luft
max	maximal
min	minimal
R	Regenerator
Str	Strahlung
T	Totraum
th	thermisch
U	Umgebung
V	Verdränger
W	Wind
zu	zugeführt

1 Einleitung

Im Jahre 1815 wurde von den Brüdern James und Robert Stirling der erste, nach ihnen benannte Motor gebaut.

Da sich Stirlingmotoren sowohl durch geringe Schadstoffmengen als auch einen niedrigen Geräuschpegel auszeichnen, haben diese erst wieder gegen Ende des 20. Jahrhunderts, im Zusammenhang mit den Überlegungen zur Reduzierung der weltweiten Umweltbelastungen, technische Bedeutung erlangt.

Niedertemperatur-Stirlingmotoren stellen eine spezielle Entwicklungsrichtung dar. Sie arbeiten auf einem Temperaturniveau bis maximal 150°C und ermöglichen insbesondere die Nutzung von Abwärme sowie solarer Strahlungsenergie. Der erste Niedertemperatur-Stirlingmotor wurde 1983 von Professor Kolin an der Universität Zagreb entwickelt [1-2]. Da bei diesen Motoren die volumenbezogene Leistung sehr klein ist, kommen Niedertemperatur-Stirlingmotoren zum gegenwärtigen Zeitpunkt vor allem als Demonstrationsgeräte zum Einsatz.

Grundlage für Auslegung und Dimensionierung der Stirlingmotoren bildet die Schmidt-Theorie [3]. Ausgehend von dieser Theorie entstanden die unterschiedlichsten Berechnungsmodelle für Hoch- und Mitteltemperatur-Stirlingmotoren, die durch eine Vielzahl experimenteller Ergebnisse bestätigt wurden [4-11]. Für den solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor wurden bisher keine systematischen theoretischen Analysen und experimentellen Ergebnisse veröffentlicht. Die vorliegende Dissertationsschrift, die im Rahmen des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Graduiertenkollegs „Lokale innovative Energiesysteme“ erarbeitet wurde, stellt einen Beitrag zu der genannten Problematik dar.

Ein Niedertemperatur-Stirlingmotor, der die solare Strahlung als Energiequelle nutzt, ist einfach aufgebaut, funktionssicher, wartungsarm, leicht regelbar sowie relativ billig. Gekoppelt mit einer Wasserpumpe, eignet er sich in Regionen mit hoher solarer Einstrahlung zur dezentralen Versorgung mit Trink- und Brauchwasser.

Die kontinuierliche und ausreichende Versorgung mit Trink- und Brauchwasser ist eine wesentliche Voraussetzung für die wirtschaftliche Entwicklung eines Landes. Für die

äquatornahen Gebiete in Asien, Afrika und Südamerika ist die Versorgung mit Wasser wichtige Lebensgrundlage für Menschen und Tiere. Da in diesen Regionen eine zentrale Wasserversorgung aus technischen und wirtschaftlichen Gründen nicht möglich sowie wegen der häufig geringen Bevölkerungsdichte auch nicht zweckmäßig ist, erfolgt diese dezentral.

Gegenwärtig wird die dezentrale Wasserversorgung in den Entwicklungsländern mit Hilfe von Pumpen realisiert, die in der Regel von Dieselmotoren angetrieben werden. Von Nachteil sind dabei der hohe Wartungsaufwand, die hohen Kosten, die Belastung der Umwelt durch die Abgase der Dieselmotoren und, wegen der teilweise fehlenden Infrastruktur, Schwierigkeiten bei der kontinuierlichen Kraftstoffbereitstellung.

Zwar stellen photovoltaisch betriebene Pumpsysteme eine technische elegante aber kostenaufwendige Alternative dar, da die Solarmodule in den Industrieländern gefertigt und importiert werden müssen. Zusätzlich erfordern für Wartungs- und Reparaturarbeiten hohe Aufwendungen.

Demgegenüber entspricht ein von einem solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor angetriebenes Pumpsystem dem technischen und wirtschaftlichen Entwicklungsstand in den genannten Regionen.

In der vorliegenden Dissertationsschrift wird die Konstruktion von drei Varianten des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors SUNWATER[®] /eingetragene Marke/ ausführlich beschrieben, Berechnung und Auslegung erläutert sowie experimentelle Ergebnisse und gesammelte Erfahrungen ausgewertet. Aus dem Vergleich zwischen theoretischen Überlegungen und experimentellen Ergebnissen werden verallgemeinernde Schlussfolgerungen zum Einsatz des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors SUNWATER[®] gezogen.

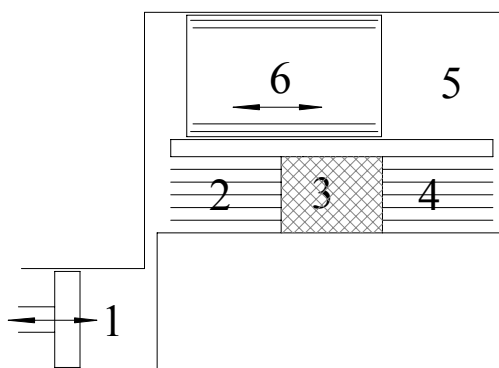
2 Solarer Niedertemperatur-Stirlingmotor vom γ -Typ

2.1 Stirlingmotor vom γ -Typ

Grundsätzlich unterscheidet man drei Bauarten von Stirlingmotoren (α -Typ, β -Typ und γ -Typ). Der erste, 1815 gebaute Stirlingmotor war vom γ -Typ. Gemeinsames Merkmal der verschiedenen Bauarten sind mindestens zwei Arbeitsräume (Kompressions- und Expansionsraum), die mit einem Arbeitsgas gefüllt sind.

Bei den Stirlingmotoren vom γ -Typ sind Arbeitskolben und Verdränger in separaten Zylindern untergebracht (siehe Bild 2.1). Hinsichtlich der Verbindung zwischen Arbeitskolben- und Verdrängerzylinder kann zwischen folgenden drei Varianten ausgewählt werden [12]:

- „kalte Verbindung“: Arbeitskolben auf der kalten Seite
- „heiße Verbindung“: Arbeitskolben auf der heißen Seite
- „mittlere Verbindung“: Arbeitskolben mit Regenerator verbunden



1. Kompressionsraum (Arbeitskolben)
2. Kühler
3. Regenerator
4. Erhitzen
5. Expansionsraum
6. Verdränger

Bild 2.1 Stirlingmotor vom γ -Typ

Üblicherweise ist der Arbeitskolben auf der kalten Seite des Motors angeordnet, weil das technisch einfach zu realisieren ist. Allerdings besagt die Theorie, dass der Stirlingmotor mit „heiße Verbindung“ die größte Indikatorleistung erbringen kann, während bei „kalter Verbindung“ die Leistung am kleinsten ist.

Ein Vorteil des Stirlingmotors vom γ -Typ besteht darin, dass die Abdichtung der Verdrängerstange konstruktiv einfacher gelöst werden kann und die Reibungsverluste geringer sind. Allerdings ist bei diesem Typ das Totvolumen größer und somit der Wirkungsgrad kleiner.

2.2 Aufbau des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors

2.2.1 Aufbau des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors III

Bild 2.2 zeigt den solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor III, der im März 2001 auf der Internationalen Fachmesse für Umwelttechnik TerraTec in Leipzig sowie im Juni 2002 auf der Weltmesse für Erneuerbare Energien Solar Energy in Berlin dem internationalen Fachpublikum vorgeführt wurde. Die technischen Daten des Motors sind in Tabelle 2.1 zusammengestellt.

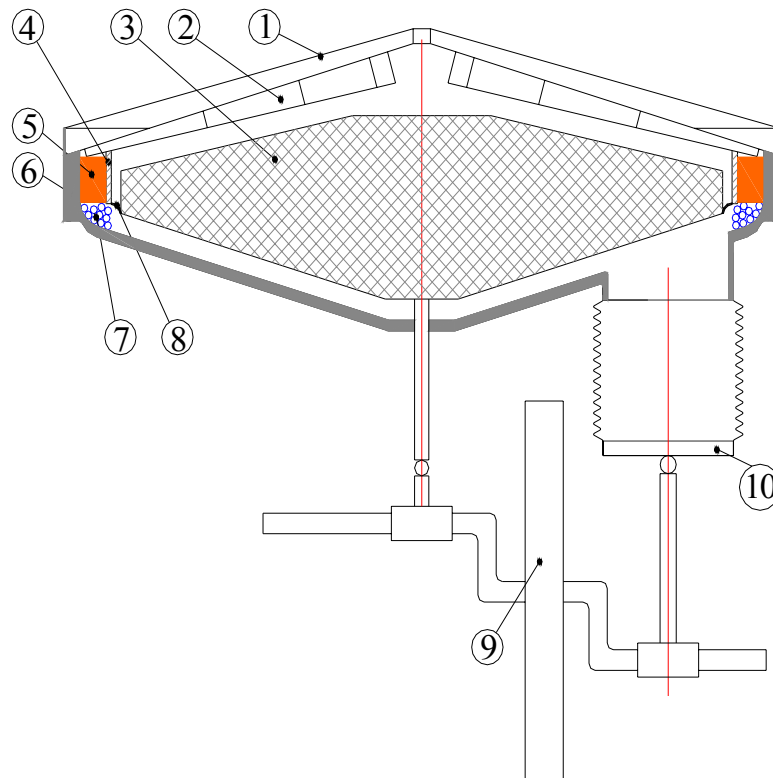


Bild 2.2 Der solare Niedertemperatur-Stirlingmotor III

Tabelle 2.1 Technische Daten des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors III

Durchmesser	1,55 m	Mittlerer Arbeitsdruck	1 bar	Absorber-temperatur	65-120 °C
Absorberfläche	1,75 m ²	Leistung (mech.)	20 W	Kühlwasser-temperatur	20 °C
Höhe	1,3 m	Gasvolumen	203 dm ³	Temperatur-differenz zwischen heißer und kalter Seite	> 25 °C
Gewicht	240 kg	Verdrängerhub	80 mm		
Arbeitsgas	Luft	Arbeitskolbenhub	190 mm		
Drehzahl	20-40 min ⁻¹	Verdichtungs-verhältnis	1,057	Bauart	γ -Typ

Der Motor besteht aus den wesentlichen Komponenten Absorber, Verdränger, Regenerator, Kühler sowie Arbeitskolben (Faltenbalg) (siehe Bild 2.3). Der Absorber (2) nimmt die solare Energie auf und wandelt sie in Wärme um. Die Wärme wird an das Arbeitsgas (Luft) übertragen. Der Verdränger (3) mit der Membran (8) unterteilt den abgeschlossenen Raum in zwei Räume. Oberhalb des Verdrängers ist die heiße Seite und unterhalb die kalte Seite. Der Verdränger bewegt das Arbeitsgas von der heißen Seite durch den Regenerator (5) und den Kühler (7) zur kalten Seite und umgekehrt. Der Kühler ist ein Schlauch, in dem Wasser strömt, um die Wärme aus dem Motor abzuführen. Das Gehäuse (6) wird aus Kunststoff (GFK) gefertigt, um die Wärmeisolation zu gewährleisten. Der Arbeitskolben (10) ist als Faltenbalg ausgebildet. Als Triebwerk dient ein Kurbeltrieb, bestehend aus Pleuel und Schwungrad.



1 Abdeckfolie

2 Absorber

3 Verdränger

4 Verdrängerzylinder

5 Regenerator

6 Gehäuse

7 Kühler

8 Membran

9 Schwungrad

10 Arbeitskolben

Bild 2.3 Aufbau des solarer Niedertemperatur-Stirlingmotors III

2.2.2 Aufbau des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors IV

Der solare Niedertemperatur-Stirlingmotor IV stellt die Weiterentwicklung des Stirlingmotors III dar (siehe Bild 2.4). Tabelle 2.2 weist die technischen Daten des Motors aus.

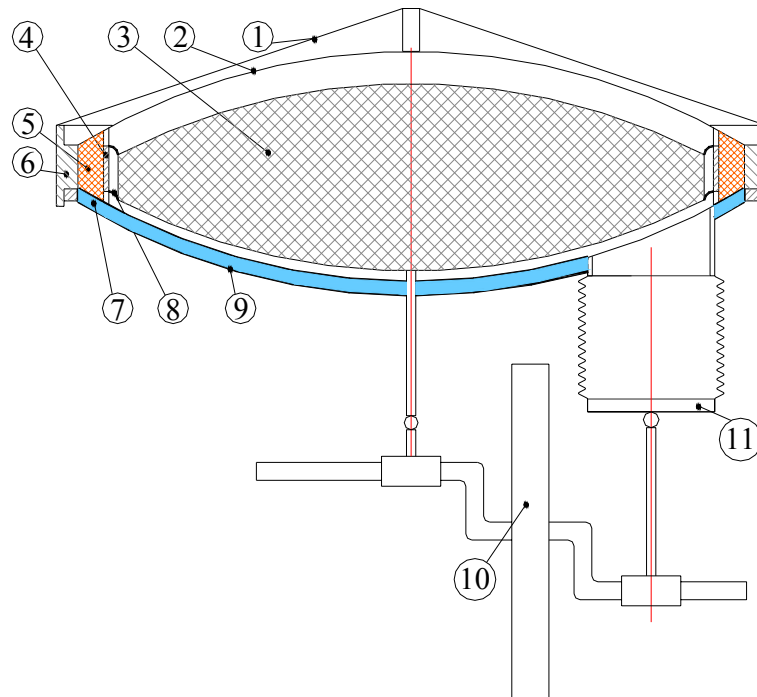


Bild 2.4 Der solare Niedertemperatur-Stirlingmotor IV

Tabelle 2.2 Technische Daten des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors IV

Durchmesser	1,60 m	Mittlerer Arbeitsdruck	1 bar	Absorber-temperatur	65-120 °C
Absorberfläche	1,80 m ²	Leistung (mech.)	20 W	Kühlwasser-temperatur	20 °C
Höhe	1,45 m	Gasvolumen	169 dm ³	Temperatur-differenz zwischen heißer und kalter Seite	> 25 °C
Gewicht	240 kg	Verdrängerhub	80 mm		
Arbeitsgas	Luft	Arbeitskolbenhub	150 mm		
Drehzahl	20-40 min ⁻¹	Verdichtungs-verhältnis	1,055	Bauart	γ -Typ

Gegenüber dem Stirlingmotor III wurden die Komponenten Absorber, Kühler und Gehäuse verändert (siehe Bild 2.5). Der Absorber (2) ist eine einfache Satellitenschüssel. Das Gehäuse besteht aus einem großen Gehäusering (6) aus Kunststoff PPS und zwei Satellitenschüsseln (Flächenkühler) (9), zwischen denen das Kühlwasser strömt.



- | | |
|----------------------|-----------------|
| 1 Abdeckfolie | 7 Kühlwasser |
| 2 Absorber | 8 Membran |
| 3 Verdränger | 9 Flächenkühler |
| 4 Verdrängerzylinder | 10 Schwungrad |
| 5 Regenerator | 11 Pleuellager |
| 6 Gehäusering | |

Bild 2.5 Aufbau des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors IV

2.3 Absorber

Der Absorber ist nicht nur eine Energieumwandlungskomponente, die die einfallende Solarstrahlung aufnimmt und in Wärme umwandelt, sondern auch ein Wärmeübertrager. Aus thermodynamischer Sicht sind an den Absorber folgende Anforderungen zu stellen:

- große Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit
- guter Wärmeübergang zum Arbeitsgas

- hoher Absorptions- sowie niedriger Emissionskoeffizient auf der Außenseite
- hoher Emissionskoeffizient auf der Innenseite
- niedrige Strömungsverluste
- kleines Arbeitsgas-Totvolumen im Stirlingmotor.

Wegen der großen Wärmekapazität und guten Wärmeleitfähigkeit kommen Kupfer, Aluminium und Stahl als Absorbermaterial zum Einsatz, wobei insbesondere Stahl und Aluminium kostengünstig sind.

Die Absorberoberfläche absorbiert die Solarstrahlung. Ideal wäre dafür ein schwarzer Strahler. Auf Grund des niedrigen Absorptionsvermögens für kurzwellige Strahlung sind unbehandelte Metalle als Absorber nicht geeignet. Eine Beschichtung des Metalls mit einer dünnen schwarzen Schicht, die ein hohes Absorptionsvermögen für Sonnenstrahlung aufweist, ist deshalb erforderlich [13-16]. Durch die Beschichtung kann zwar ein Absorptionsgrad über 0,9 erreicht werden, gleichzeitig ist jedoch auch der Emissionsgrad sehr hoch. In der Regel kommen Solarlack, selektive Folie und TINOX (Titan-Nitrid-Oxid) zur Anwendung.

Selektive Oberflächen werden kommerziell gefertigt und in der Solartechnik sehr oft verwendet. Sie besitzen einen hohen Absorptionskoeffizienten α im kurzwelligen Spektrum der Solarstrahlung ($\lambda = 0,28 - 3 \mu m$) und einen niedrigen Emissionskoeffizienten ε im langwelligen Spektrum der Wärmestrahlung ($\lambda > 3 \mu m$). Infolge dieser Eigenschaften sind selektive Oberflächen für Absorber solarer Niedertemperatur-Stirlingmotoren sinnvoll. Insbesondere deshalb, weil im Niedertemperaturbereich ca. 98% der solaren Strahlungsenergie mit Wellenlängen $< 3 \mu m$ auftritt, während bei Temperaturen bis 400°C nur 1% als Wärmestrahlung ausgesendet wird [13]. In Tabelle 2.3 sind die Kennwerte von Solarlack und selektiver Folie angegeben.

Tabelle 2.3 Kennwerte von Absorberoberflächen

Material	α	ε	Hersteller
Solarlack	0,95	0,86	Transfer-Electric GmbH & Co. KG
Selektive Folie	0,95	0,095	Inco Alloys Limited

Wenn sich der Absorber erwärmt, gibt er seine Wärme durch Konvektion und Strahlung an das Arbeitsgas des Stirlingmotors ab, d.h. der Wärmeübergang zwischen Absorber und Arbeitsgas ist von Konvektion und Strahlung abhängig [17].

Man kann schreiben:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{Kon} + \dot{Q}_{Str} = hA_A(T_A - T_L); \quad (2.1)$$

mit

$$h = h_{Kon} + h_{Str}. \quad (2.2)$$

Für den Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion (h_{Kon}) gilt weiterhin:

$$h_{Kon} = \frac{\lambda}{l} Nu. \quad (2.3)$$

Zur Nußelt-Zahl Nu und der charakteristischen Abmessung des Körpers l werden genaue Angaben im Kapitel 3.4 gemacht.

Der Wärmeübergangskoeffizient durch Wärmestrahlung h_{Str} ergibt sich zu

$$h_{Str} = \frac{C_S}{\frac{1}{\varepsilon_{A2}} + \frac{1}{\varepsilon_V} - 1} \cdot 10^{-8} (T_A + T_V)(T_A^2 + T_V^2). \quad (2.4)$$

Dabei ist

$$C_S = 5,670 \frac{W}{m^2 K^4}$$

der Strahlungskoeffizient des Schwarzen Strahlers. Nach Gl. 2.4 ist der Wärmeübergangskoeffizient durch Strahlung sehr stark von der Temperatur und dem Emissionsgrad der Innenseite des Absorbers als auch des Verdrängers abhängig. Deshalb sollte der Absorber auf der Außenseite eine niedrige und auf der Innenseite eine hohe Emissionszahl aufweisen.

Beim Stirlingmotor III wurden auf der Unterseite des Absorbers Rippen angeschweißt (siehe Bild 2.6), um den Wärmeübergang zu verbessern. Ideal wäre der vollkommene thermische Kontakt der Rippen zum Grundmaterial bzw. thermischer Kontaktwiderstand

gleich Null. Aber in der Praxis kann das nicht realisiert werden, da die Rippen auf ein 1 bis 2 mm starkes Absorberblech nur punktförmig aufgeschweißt werden können. Sonst würde es zu starken Deformationen am Absorber kommen. Außerdem bewirkt das Anbringen der Rippen auf der Absorberunterseite ein größeres Totvolumen im Motor (hier etwa 30%) sowie zusätzliche Strömungsverluste. Dadurch wird die Motorleistung verkleinert.



Bild 2.6 Absorber mit Rippen

Die Verwendung einer Satellitenschüssel als Absorber beim Stirlingmotor IV ermöglicht eine einfache, stabile und kostengünstige Konstruktion. Da bei dieser Variante der Verdränger fast bis an die Absorberunterseite bewegt werden kann, entfällt das durch die Rippen bedingte Totvolumen nahezu vollständig.

Der Durchmesser des Absorbers ist von der gewünschten Leistung des Motors abhängig. Sinnvoll scheint ein Absorberdurchmesser von 1 bis 2 m zu sein. Bei einem wesentlich kleineren Durchmesser ist die erreichbare Motorleistung nicht nennenswert, während bei einer Durchmesserergrößerung weit über 2 m fertigungstechnische Schwierigkeiten erwartet werden.

2.4 Gehäuse

Das Gehäuse des Niedertemperatur-Stirlingmotors ist während des Betriebes Belastungen durch Druck und Temperatur ausgesetzt. Deshalb muss das Gehäusematerial folgende Anforderungen erfüllen:

- Temperaturbeständigkeit bis 120 °C
- niedrige Wärmeleitfähigkeit
- Festigkeit
- stabil gegen Witterungseinflüsse
- lange Lebensdauer.

Wegen des relativ niedrigen Arbeitsdruckes im Niedertemperatur-Stirlingmotor sind die Forderungen hinsichtlich der Festigkeit des Gehäusematerials nicht sehr hoch. Da das Gehäuse die Verbindung zwischen heißer und kalter Seite des Motors darstellt und um die Wärmeverluste zu reduzieren, sollte die Wärmeleitfähigkeit des Materials ebenfalls niedrig sein. Deshalb bietet sich der Einsatz von Kunststoff oder auch Holz für das Gehäuse an, während metallische Werkstoffe nicht zweckmäßig sind.

Für den Stirlingmotor III wurde ein glasfaserverstärktes (GFK) Gehäuse gewählt, das sich im mehrjährigen Betrieb bewährt hat. Nachteilig dabei ist, dass für die Fertigung eine entsprechende Form erforderlich sind, so dass sich bei kleinen Stückzahlen sehr hohe Kosten ergeben. Hinzu kommt, dass nicht in allen Entwicklungsländern, für die der solare Niedertemperatur-Stirlingmotor als Wasserpumpenantrieb von Interesse sein könnte, GFK-Gehäuse gefertigt werden können.

Deshalb wurde für den Stirlingmotor IV ein neues Gehäuse entwickelt, das aus einem Flächenkühler und einem Gehäusering besteht. Der Flächenkühler besteht aus zwei Satellitenschüsseln, die auf dem Markt angeboten werden. Zwischen den beiden Schüsseln strömt das Wasser zur Kühlung des Arbeitsgases.

Der Gehäusering besteht aus Kunststoff-Streifen, die mit Hilfe der Warmgas-Schweißtechnik miteinander verbunden oder verschraubt werden. Als Kunststoff kommt Polyphenylsulfid (PPS) zum Einsatz. Dieser Kunststoff zeichnet sich durch hohe Festigkeit und Steifigkeit bei geringer Zähigkeit, geringe Wärmeleitfähigkeit, sehr hohe Beständigkeit gegen Chemikalien sowie gute Temperaturbeanspruchbarkeit bis 240 °C aus

[18]. Dadurch ist es möglich, den Gehäusering und somit das gesamte Gehäuse vor Ort zu fertigen.

2.5 Arbeitskolben

Der Arbeitskolben hat die Aufgabe, Umgebung und Arbeitsraum, die unter unterschiedlichen Drucken stehen, gegeneinander abzudichten. Der Kolben bewegt sich und bewirkt damit Volumenänderungen in den abgeschlossenen Räumen. Bei der Arbeitsgasexpansion wird von dem Arbeitsgas Arbeit an ihm verrichtet, d.h. Arbeit wird abgeführt. Umgekehrt verrichtet der Arbeitskolben bei der Kompression Arbeit an dem Arbeitsgas.

Bei den Stirlingmotoren III und IV ist der Arbeitskolben an der kalten Seite des Motors angeordnet, damit keine Temperaturbelastung auftritt.

Normalerweise besitzen Stirling-Maschinen gleich welcher Bauart trocken laufende Kolben. Die Gestaltung der Kolbenabdichtung ist eines der kompliziertesten Probleme bei der Entwicklung der Stirlingmaschine, speziell des Niedertemperatur-Stirlingmotors. Eine optimale Lösung setzt den Kompromiss zwischen Abdichtung und Reibungsverlust voraus. Die Nutzung eines Faltenbalgs als Arbeitskolben stellt eine einfache und optimale Lösung dar (siehe Bild 2.7).

Der Faltenbalg besteht aus CR-Gummigewebe und besitzt zwei Stulpen. Letztere ermöglichen sowohl die feste Verbindung mit dem Gehäuse als auch den Abschluss mit einer Kunststoffscheibe. Der Faltenbalg wird abwechselnd mit Unter- und Überdruck belastet. Außen und innen anliegende Stahlringe gewährleisten die Stabilität des Faltenbalgs.

Der Faltenbalg setzt jedoch der Bewegung einen Widerstand entgegen. Im Gegensatz zum Kolben sind beim Faltenbalg die Reibungsverluste klein.

In Vorbereitung des Einsatzes als Arbeitskolben im Stirlingmotor wurden Faltenbälge verschiedener Wandstärke untersucht. Während es bei 1 mm Wandstärke am Faltenbalg zu

Deformierungen kam, trat bei 2 mm Wandstärke ein größerer Widerstand auf. Im Ergebnis dessen wurde ein Faltenbalg mit 1,5 mm Wandstärke ausgewählt (siehe Tab. 2.4).

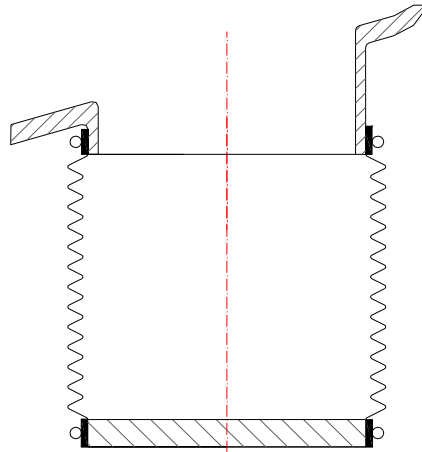


Bild 2.7 Faltenbalg an dem Gehäuse

Tabelle 2.4 Verlust des Faltenbalgs bei einer Drehzahl von 30 U/min

	Faltenbalg A (1 mm Wandstärke)	Faltenbalg B (1,5 mm Wandstärke)	Faltenbalg C (2 mm Wandstärke)
Verlust wegen Widerstand	0,94 W	1,5 W	2,53 W
Deformation	große	niedrig	niedrig

2.6 Verdränger

Der Verdränger unterteilt den Arbeitsraum in einen heißen und einen kalten Teilraum. Seine Aufgabe besteht ausschließlich darin, das Arbeitsgas von der heißen auf die kalte Seite zu fördern und umgekehrt, ohne dass sich dabei das Gesamtvolumen des Arbeitsgases ändert. Da der Verdränger keine Volumenänderungen verursacht, verrichtet er kaum Arbeit.

Der Verdränger muss folgenden Anforderungen genügen:

- geringes Gewicht

- leicht, aber stabil zu bewegen
- niedrige Wärmeleitfähigkeit
- Temperaturbeständigkeit bis 120 °C.

Bei den solaren Niedertemperatur-Stirlingmotoren werden Puren-Dämmplatten, die aus einem gut wärmeisolierenden Schaumkunststoff bestehen, als Verdrängermaterial eingesetzt. Die Eigenschaften dieses Materials sind in der Tabelle 2.5 zusammengefasst.

Tabelle 2.5 Technischen Daten von Puren MV [19]

Wärmeleitfähigkeit λ	0,030 W/(m·K)
einsetzbar im Temperaturbereich	von -20°C bis + 120 °C
kurzfristige Temperaturbelastung	bis +200°C
Rohdichte	30 bis 35 kg/m ³
Zugversuch	0,25 bis 0,35 N/mm ²
Biegefestigkeit	0,25 bis 0,35 N/mm ²

Um den Verdränger leicht und stabil bewegen zu können, wurde eine Zentralführung konstruiert (siehe Bild 2.8). Eine Achse steht fest in der Mitte des Gehäuses und der Verdränger bewegt sich entlang der Achse. Die Bewegung des Verdrängers wird von einer

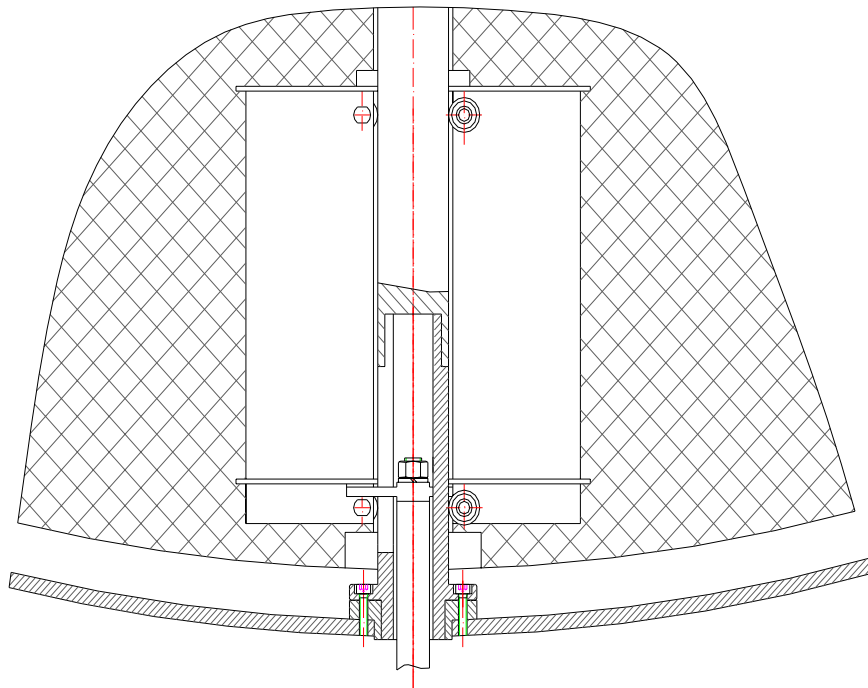


Bild 2.8 Zentralführung des Verdrängers

Schubstange kontrolliert. Dazu dienen zwei Unterstützungen mit Kugellagern, um die Reibung möglichst gering zu halten. Diese Konstruktion der Zentralführung hat sich im praktischen Betrieb sehr gut bewährt. Die zentrale Achse besteht aus zwei Teilen mit unterschiedlichen Materialien. Um die Wärmeleitung in der Achse zu reduzieren, kommt im oberen Teil Kunststoff und im unteren Teil Stahl zum Einsatz. Der untere Teil ist eine Hohlachse mit drei Schlitten, damit die Schubstange mit dem Verdränger fest verbunden werden kann.

Die Form des Verdrängers entspricht der des Gehäuses einschließlich Absorber.

2.7 Regenerator

Der Regenerator ist ein Wärmespeicher, durch den der Wirkungsgrad des Stirlingmotors erhöht werden kann. Seine Aufgabe besteht darin, während eines Zyklus des Stirlingprozesses die Wärme vom Arbeitsgas an das Regeneratormaterial abzugeben und umgekehrt. Ohne den Regenerator müsste zusätzlich Wärme über den Absorber zugeführt und den Kühler abgeführt werden.

Der Regenerator muss große Wärmemengen zwischenspeichern. Da die Wärmeaufnahme und -abgabe innerhalb sehr kurzer Zeit erfolgt, ändert sich die Speichertemperatur über der Zeit nur sehr gering und der Regenerator kann als langer Regenerator behandelt werden. Bild 2.9 zeigt die Temperaturverläufe der Speichermasse und des Gases im Regenerator [20-21].

Die Energiebilanz für den Regenerator besagt, dass die vom Arbeitsgas an den Regenerator abgegebene Wärme gleich der vom Regenerator aufgenommenen Wärme ist, wenn keine Wärmeverluste auftreten. Somit kann für die Gasströme geschrieben werden:

$$\dot{Q}_R = \dot{m}c_p(T_{H,ein} - T_{K,aus}) = \dot{m}c_p(T_{H,aus} - T_{K,ein}) \quad (2.5)$$

Für die Wärmeübertragung vom heißen Arbeitsgas an den Regenerator und vom Regenerator an das kalte Arbeitsgas gilt:

$$\dot{Q}_R = hA_R(T_{H,G} - T_R) = hA_R(T_R - T_{K,G}) \quad (2.6)$$

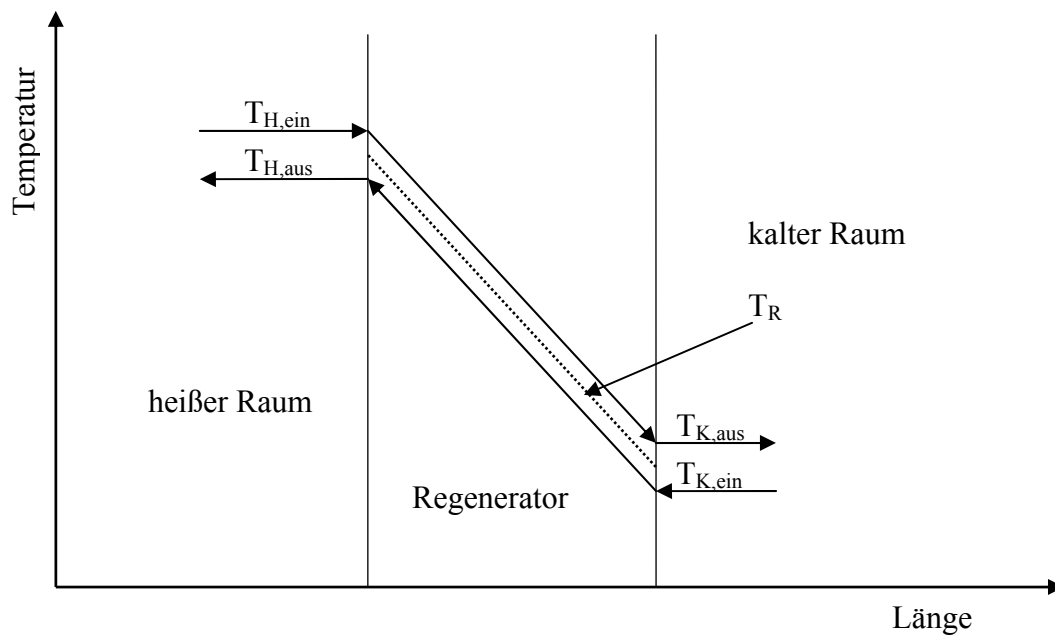


Bild 2.9 Temperaturverläufe bei dem Regenerator

Nach Hausen [22] kann den Wirkungsgrad des Regenerators wie folgt berechnen:

$$\eta^+ = \frac{NTU}{2 + NTU} \quad (2.7)$$

Organ [23, 24] leitete den Wirkungsgrad des Regenerators wie folgt ab:

$$\eta^+ = 1 - \frac{1 - e^{-NTU}}{2 + NTU} \quad (2.8)$$

$$\eta^+ = \frac{NTU - 1}{NTU} \quad NTU \gg 1 \quad (2.9)$$

mit $NTU = \frac{hA_R}{c_p \dot{m}}$.

Der ideale Regenerator sollte kein Volumen, keinen Druckverlust und einen thermischen Wirkungsgrad von 1 aufweisen. Deshalb sind bei der konstruktiven Gestaltung des Regenerators und der Auswahl des Regeneratormaterials folgende Anforderungen zu berücksichtigen:

- hohe Wärmekapazität

- guter Wärmeübergang
- große Oberfläche
- optimaler Matrixdurchmesser
- niedrige Wärmeleitfähigkeit längs zur Strömungsrichtung
- kleiner hydraulischer Durchmesser
- niedrige Strömungsverlust
- kleines Totvolumen im Stirlingmotor.

Für den Niedertemperatur-Stirlingmotor ist der Regenerator besonders wichtig. Ohne Regenerator kann der solare Niedertemperatur-Stirlingmotor nicht betrieben werden. Im Kapitel 5.3.2 wird ausführlich auf die Untersuchungen zum Regenerator eingegangen.

2.8 Kühlung

Die Wärmeabgabe wird im Stirlingmotor durch eine entsprechende Kühlung gewährleistet. Wegen des direkten Einflusses auf den Wirkungsgrad und die Maschinenleistung ist die ausreichende und kontinuierliche Kühlung von großer Bedeutung. Im Allgemeinen steht Luft oder Wasser als Kühlmedium für Niedertemperatur-Stirlingmotor zu Verfügung. In Tabelle 2.6 sind die wärmetechnischen Werte für Luft und Wasser angegeben [17-18]. Im Vergleich zu Luft hat Wasser wesentlich bessere Wärmetransporteigenschaften. So ist bei Wasser die Dichte um den Faktor 784, der Wärmeleitkoeffizient um den Faktor 23 und die Wärmekapazität um den Faktor 4 größer. Deshalb kommt meist Wasser als Kühlmedium zum Einsatz.

Tabelle 2.6 Wärmetechnischen Werte von Luft und Wasser bei 1,0132 bar und 0°C

Stoff	ρ (kg/m ³)	λ (W/mK)	c_p (kJ/kgK)
Luft	1,275	$24,18 \cdot 10^{-3}$	1,006
Wasser	$1,0 \cdot 10^3$	0,562	4,183

Im solare Niedertemperatur-Stirlingmotor III kommt dünnes Kunststoffrohr, das im Inneren des Motors auf dem Gehäuseboden verlegt wird, zur Anwendung (siehe Bild 2.3). Das Arbeitsgas strömt durch das Rohrbündel und wird dabei gekühlt.

Nachteilig sind bei diesem Rohrbündel-Kühler die Strömungsverluste, die umso größer sind, je kleiner der Rohrabstand ist.

Im Gegensatz dazu wird beim Stirlingmotor IV die Flächenkühlung (siehe Bild 2.5) genutzt. Dabei wird das Arbeitsgas durch Wasser, das im Gehäuseboden strömt, gekühlt und die Strömungsverluste durch den Kühler entfallen.

Analog zu den Vorgängen auf der Absorberseite gilt für den Wärmeübergang zwischen Gehäuseboden und Arbeitsgas:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{Q}_{ab-Kon} + \dot{Q}_{ab-Str} = hA_{Kü}(T_{Kü} - T_L); \quad (2.10)$$

$$h = h_{Kon} + h_{Str} . \quad (2.11)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient h kann nach Gleichungen 2.2-2.4 berechnet werden.

3 Thermodynamische Beschreibung

3.1 Idealer Kreisprozess

3.1.1 Idealer Stirling-Prozess

Der ideale Stirling-Prozess besteht aus zwei Isothermen und zwei Isochoren. Bild 3.1 zeigt den Prozess des Stirlingmotors im p-V- und im T-s-Diagramm.

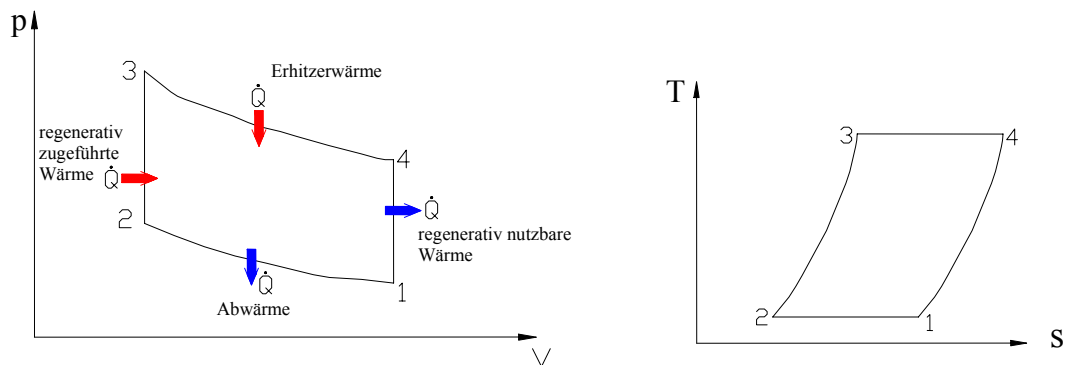


Bild 3.1 p-V- und T-s-Diagramm des idealen Stirling-Prozesses

Der Stirlingmotor ist ein Heißgasmotor, der mit äußerer Wärmezufuhr arbeitet, d.h. die Wärmezufuhr findet außerhalb des Arbeitszylinders statt. Daher können verschiedene Rohenergiequellen wie z.B. Kohle, Öl, Biomasse, Solarstrahlung usw. verwendet werden.

Der schematische Motor in Bild 3.2 ist ein Stirlingmotor vom γ -Typ. Im Bild ist die ideale Funktionsweise des Stirlingmotors zu erkennen. Der Kreisprozess lässt sich in vier Phasen unterteilen:

1. 1→2 Isotherme Kompression
2. 2→3 Isochore Wärmezufuhr vom Regenerator
3. 3→4 Isotherme Expansion
4. 4→1 Isochore Wärmeabfuhr an den Regenerator

Die isotherme Kompression (1→2) des Arbeitsmediums findet im kalten Raum des Stirlingmotors statt. Während der Arbeitskolben das Arbeitsgas zusammenschiebt, bleibt der Verdränger unmittelbar unter dem Absorber. Dadurch verkleinert sich das Gasvolumen und es vergrößert sich die Gasdichte. Der Druck des Arbeitsgases nimmt zu. Damit die Temperatur des Arbeitsgases konstant bleiben kann, muss das Gas Wärme abgeben.

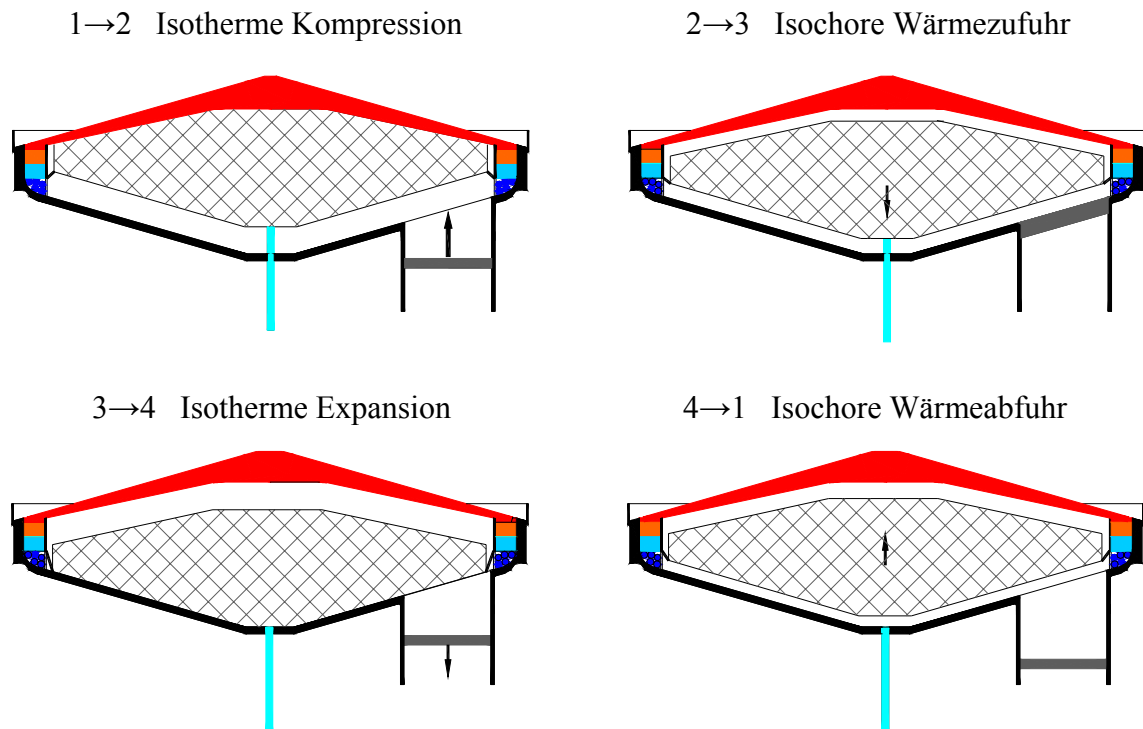


Bild 3.2 Ideale Funktionsweise des Stirlingmotors

Nach der isothermen Verdichtung folgt die isochore Erwärmung (2→3) des Arbeitsgases. Der Arbeitskolben bleibt ganz oben und der Verdränger bewegt sich nach unten. Das Volumen im Expansionsraum vergrößert sich somit in genau dem Maße, in dem das Volumen im Kompressionsraum kleiner wird, aber das totale Volumen des Arbeitsgases verändert sich nicht. Das Arbeitsgas nimmt die Wärme bei der Durchströmung des Regenerators auf.

Danach finden die Aufheizung und die isotherme Entspannung (3→4) des Arbeitsgases im heißen Raum statt. Während der Verdränger unmittelbar an der Gehäuseunterseite bleibt, bewegt sich der Arbeitskolben nach unten, so dass sich das Volumen des Arbeitsgases vergrößert und seine Dichte verringert. Zu dieser Zeit verrichtet das Arbeitsgas Arbeit am Arbeitskolben. Gleichzeitig muss die Wärme dem Arbeitsgas zugeführt werden, damit die Temperatur des Arbeitsgases konstant bleiben kann.

Zum Schluss erfolgt die isochore Abkühlung (4→1). Der Arbeitskolben bleibt ganz unten und der Verdränger bewegt sich nach oben. Dabei wird die Wärme aus dem Arbeitsgas vom Regenerator aufgenommen. Das Arbeitsgas erreicht wieder die Temperatur des kalten Kompressionsraums. Die vom Arbeitsgas abgegebene Arbeit ist größer als die dem Arbeitsgas zugeführte, so dass die Maschine als Kraftmaschine arbeiten kann.

Der thermische Wirkungsgrad η_{th} des idealen Stirling-Prozesses ist gleich dem Carnot-Wirkungsgrad:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_K}{T_H} \quad (3.1)$$

3.1.2 Thermischer Wirkungsgrad des idealen Stirling-Prozesses vom γ -Typ

Der solare Niedertemperatur-Stirlingmotor ist ein Stirlingmotor vom γ -Typ. Sein Arbeitskolben befindet sich auf der kalten Seite (siehe Kapitel 2.1). In der 3. Phase (Isotherme Expansion) des idealen Stirling-Prozesses kann die Gastemperatur nicht in allen Räumen die hohe Temperatur der heißen Seite erreichen, weil im Arbeitskolben noch Gas mit der niedrigen Temperatur der kalten Seite ist. Beim typischen idealen Stirling-Prozess bleibt die Gastemperatur in dieser Phase konstant und entspricht der Temperatur der heißen Seite. Deshalb wird der thermische Wirkungsgrad $\eta_{th,\gamma}$ des idealen Stirling-Prozesses vom γ -Typ vom Carnot-Wirkungsgrad η_{th} abweichen.

Die gewonnene Arbeit beim Kreisprozess ergibt sich zu (siehe Bild 3.1)

$$W_{Kreis} = \int_1^2 p dV + \int_3^4 p dV \quad (3.2)$$

mit $pV = mRT$.

Die zugeführte Energie ergibt sich

$$Q_{zu} = \int_3^4 p dV. \quad (3.3)$$

Der Gasdruck in der 3. Phase (3→4) berechnet sich als

$$p \left(\frac{V_{\min}}{T_H} + \frac{V - V_{\min}}{T_K} \right) = mR, \quad (3.4)$$

so dass die zugeführte Energie und die gewonnene Energie vom Kreisprozess wie folgend berechnet werden können:

$$Q_{zu} = \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} \frac{mR}{\frac{V_{\min}}{T_H} + \frac{V - V_{\min}}{T_K}} dV = mRT_K \int_{V_{\min}}^{V_{\max}} \frac{dV}{V - V_{\min}} \frac{T_H - T_K}{T_H} = mRT_K \ln \frac{\varepsilon - \eta_{th}}{1 - \eta_{th}} \quad (3.5)$$

$$W_{Kreis} = Q_{zu} + \int_{V_{\max}}^{V_{\min}} \frac{mRT_K}{V} dV = mRT_K \ln \frac{\varepsilon - \eta_{th}}{1 - \eta_{th}} - mRT_K \ln \varepsilon \quad (3.6)$$

mit $\varepsilon = V_{\max} / V_{\min}$.

Der thermische Wirkungsgrad $\eta_{th,\gamma}$ des idealen Stirling-Prozesses vom γ -Typ ist das Verhältnis der vom Kreisprozess gewonnenen zur zugeführten Energie:

$$\eta_{th,\gamma} = \frac{W_{Kreis}}{Q_{zu}} = 1 - \frac{\ln \varepsilon}{\ln \frac{\varepsilon - \eta_{th}}{1 - \eta_{th}}} \quad (3.7)$$

Das Bild 3.3 zeigt die Beziehung zwischen $\eta_{th,\gamma}$ und η_{th} unter verschiedenen Verdichtungsverhältnissen ε .

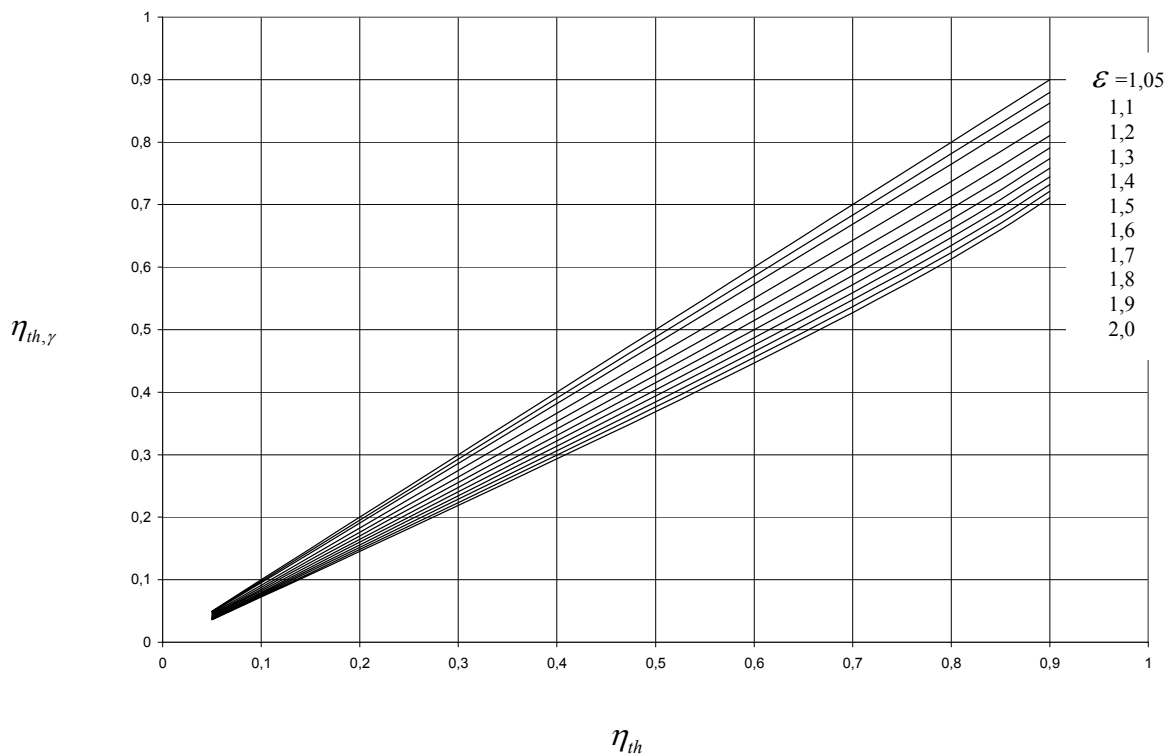


Bild 3.3 Thermische Wirkungsgrad $\eta_{th,\gamma}$ des idealen Stirling-Prozesses vom γ -Typ

3.2 Realer Stirling-Prozess

Der ideale Stirling-Prozess wurde bis heute noch nicht realisiert. Der in ausgeführten Stirlingmotoren ablaufende Kreisprozess weicht ab, da der reale Motor unter folgenden Bedingungen arbeitet:

- **kontinuierliche Bewegung**

Eine sinusförmige kontinuierliche Kolbenbewegung ist mit Hilfe eines konventionellen Kurbeltriebs sehr einfach zu realisieren. Sie ermöglicht einen relativ ruhigen Lauf des Motors auch bei hohen Drehzahlen. Deshalb wird in der Praxis eine kontinuierliche Kolbenbewegung realisiert. Das Bild 3.4 zeigt die Auswirkungen der sinusförmigen Bewegung.

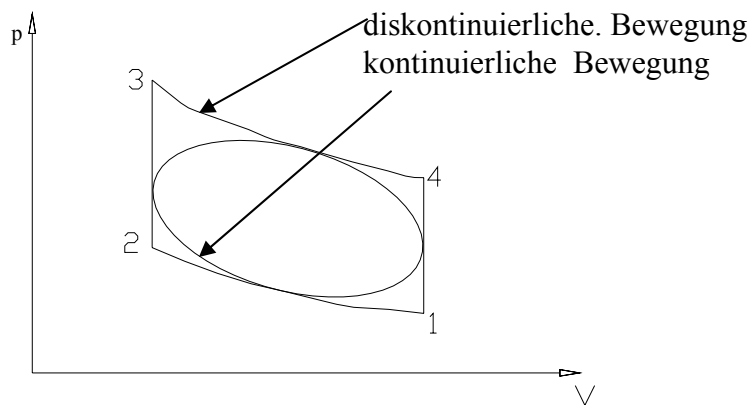


Bild 3.4 Auswirkungen der sinusförmigen Bewegung

- **Regeneratorwirkungsgrad**

Selbstverständlich ist es unmöglich, dass der Regenerator das Arbeitsgas aufheizt oder abkühlt, ohne dass sich dabei seine eigene Temperatur ändert. Außerdem tritt ein Temperaturunterschied zwischen Arbeitsgas und Regeneratormaterial an jeder Stelle im Regenerator auf. Das heißt, dass der Regeneratorwirkungsgrad 100% nicht erreichen kann. In der Praxis werden Regeneratorwirkungsgrade von ca. 95% realisiert.

- **Totvolumen**

Die realisierten Stirlingmotoren haben Totvolumina, die sich während eines Kreisprozesses nicht ändern. Sie entstehen meistens durch die Wärmeübertrager

(Erhitzer und Kühler) und den Regenerator. Außerdem verbleiben noch Spalte im Expansions- und Kompressionsraum des Motors, die nicht von den Kolben überstrichen werden können. Die Totvolumina verringern das Verdichtungsverhältnis ε und damit das Druckverhältnis p_{\max}/p_{\min} . Die Auswirkung ist eine Verringerung der Motorsleistung.

- **keine isotherme Zustandsänderungen**

Der Wärmeübergang vom Arbeitsgas auf ein Kühlmedium oder von einer Wärmequelle auf das Arbeitsgas findet in den Wärmeaustauschern statt. Weil für die Wärmeübertragung nur sehr kurze Zeit zur Verfügung steht, läuft die Kompression bzw. die Expansion in Form einer nahezu adiabatischen Zustandsänderung ab, was die Motorleistung ebenfalls verringert.

- **Gasleckagen**

Wegen Gasleckagen im Motor wird das Druckverhältnis p_{\max}/p_{\min} und damit die Motorleistung wesentlich verringert.

- **Strömungsverlust**

Wenn das Arbeitsgas durch den Wärmeaustauscher und den Regenerator strömt, ergeben sich Strömungsverluste. Dadurch ist der Gasdruck in jedem Arbeitsraum unterschiedlich. Da der solare Niedertemperatur-Stirlingmotor einen sehr großen Verdränger hat, entsteht ein großer Widerstand am Verdränger.

- **Wärmeverlust**

In der Realität findet Wärmeleitung entlang der Zylinderwände und der Kolben statt, was zu Wärmeverlusten führt.

- **Reibung**

Wie bei allen Maschinen tritt auch beim Stirlingmotor mechanische Reibung auf.

Die Auswirkungen aller oben genannten Verluste auf den idealen Prozess sind in Bild 3.5 dargestellt.

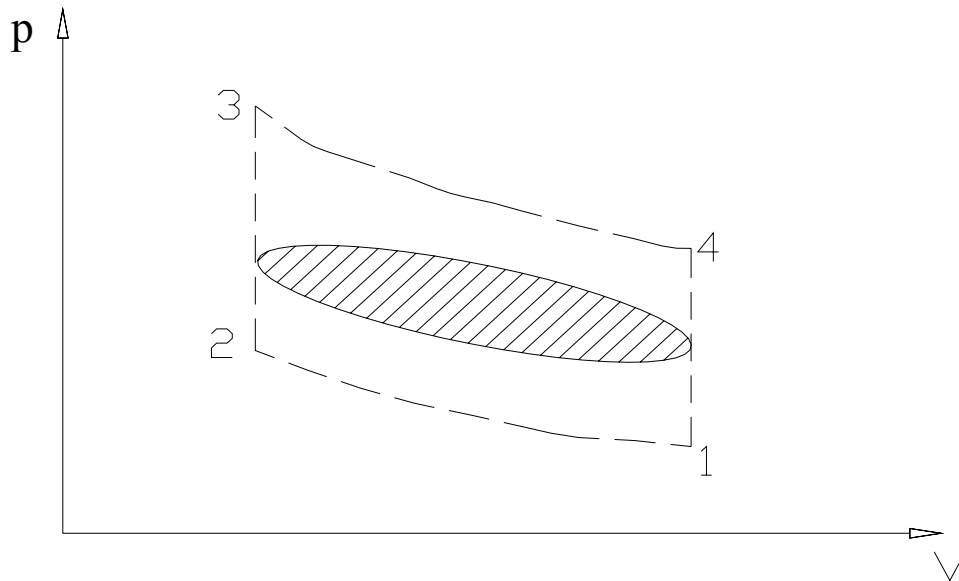


Bild 3.5 Realer Stirlingprozess

3.3 Schmidt-Theorie

3.3.1 Annahmen der Schmidt-Theorie

Die Schmidt-Theorie stellt die mathematische Analyse des Stirlingmotors dar. 1871 wurde eine analytische Lösung für den Kreisprozess eines Stirlingmotors mit sinusförmiger Kolbenbewegung und Totvolumen von Professor Gustav Schmidt hergeleitet [3].

Der Schmidt-Theorie liegen die folgenden Annahmen zugrunde:

1. Das Arbeitsgas ist ein ideales Gas.
2. In der Maschine gibt es keine Druckverluste, somit herrscht zu jeder Zeit überall in der Maschine der gleiche Druck.
3. Der Regenerator ist ideal und sein Wirkungsgrad ist 100%.
4. Es treten keine Verluste bei den Wärmeübergängen auf, so dass die gesamte zugeführte Wärme das Gas erreicht.
5. An jeder Stelle im Motor ist die Temperatur zeitlich konstant.
6. Die Temperatur ändert sich linear beim Übergang vom Regenerator.

7. Die Volumina in Kompressionsraum und Expansionsraum ändern sich sinusförmig.
8. Die eingeschlossene Arbeitsgasmenge bleibt konstant.
9. Es gibt keine mechanische Reibung im Motor.

Fast alle Annahmen, die bei der Ableitung des idealen Stirling-Prozesses getroffen wurden, werden bei der Schmidt-Theorie aufrechterhalten. Wichtig ist, dass bei der Schmidt-Theorie die sinusförmige Kolbenbewegung und Totvolumina zwar für einige Maschinentypen zutreffen, für die meisten jedoch eine akzeptable Annäherung darstellen. Deshalb wird die Schmidt-Theorie noch heute erfolgreich zur Auslegung des Stirlingmotors verwendet.

3.3.2 Schmidt-Analyse

Der Schmidt-Theorie liegt ein Stirlingmotor vom α -Typ zugrunde. Der Ausgangspunkt der Schmidt-Theorie war die thermische Zustandsgleichung für das ideale Gas

$$pV = mRT, \quad (3.8)$$

und die konstante Arbeitsgasmenge

$$m = \sum_i m_i = m_H + m_K + m_R + m_{TH} + m_{TK}. \quad (3.9)$$

Die folgenden Größen werden so definiert:

- die Gastemperatur auf der heißen Seite T_H
- die Gastemperatur auf der kalten Seite T_K
- die mittlere Gastemperatur im Regenerator T_R
- das Gasvolumen im Regenerator V_R
- das Totvolumen auf der heißen Seite V_{TH}
- das Totvolumen auf der kalten Seite V_{TK}
- das maximale veränderliche Expansionsraumvolumen V_{HBew}

- das maximale veränderliche Kompressionsraumvolumen V_{KBew}
- die insgesamt im Motor enthaltene Gasmasse m
- die spezielle Gaskonstante des Arbeitsgases R
- der Phasenwinkel α

Nach den Gleichungen 3.8 und 3.9 erhält man:

$$p = mR \left(\frac{V_H}{T_H} + \frac{V_K}{T_K} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_{TH}}{T_H} + \frac{V_{TK}}{T_K} \right)^{-1} \quad (3.10)$$

$$\text{mit } T_R = \frac{1}{2}(T_H + T_K) \text{ und}$$

$$V_K = V_{KBew} (1 + \cos \varphi) / 2 \quad (3.11)$$

$$V_H = V_{HBew} [1 + \cos(\varphi + \alpha)] / 2. \quad (3.12)$$

Die Ableitungen der Volumina nach dem Winkel φ haben die Gestalt

$$\frac{dV_K}{d\varphi} = -\frac{1}{2} V_{KBew} \sin \varphi \quad (3.13)$$

$$\frac{dV_H}{d\varphi} = -\frac{1}{2} V_{HBew} \sin(\varphi + \alpha). \quad (3.14)$$

Die Arbeiten W_H und W_K des Gases auf der heißen und kalten Seite ergeben sich zu

$$W_H = \int_0^{2\pi} p dV_H = -\frac{1}{2} V_{HBew} \int_0^{2\pi} p \sin(\varphi + \alpha) d\varphi \quad (3.15)$$

$$W_K = \int_0^{2\pi} p dV_K = -\frac{1}{2} V_{KBew} \int_0^{2\pi} p \sin \varphi d\varphi \quad (3.16)$$

Die vom Kreisprozess geleistete Arbeit berechnet sich zu

$$W_{Kreis} = W_H + W_K. \quad (3.17)$$

Das Wirkungsgrad des Motors ergibt sich zu

$$\eta = \frac{W_{\text{Kreis}}}{W_H} . \quad (3.18)$$

3.3.3 Anwendung der Schmidt-Theorie im solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor

Die Volumenbeschreibung des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors wird im Bild 3.6 erklärt. Im Bild werden sieben Räume unterschieden, davon vier Toträume, Ihre Raumvolumina werden mit V_{TH} , V_{TK} , V_{TAr} und V_R beschrieben. Das zeitliche veränderte Volumen im heißen und kalten Raum sowie im Arbeitskolben wird durch folgende Gleichungen erfasst:

$$V_H = V_{VBew} [1 + \cos(\varphi + \alpha)] / 2 \quad (3.19)$$

$$V_K = V_{VBew} [1 - \cos(\varphi + \alpha)] / 2 \quad (3.20)$$

$$V_{Ar} = V_{ArBew} (1 + \cos \varphi) / 2 \quad (3.21)$$

wobei V_{VBew} das bewegte Volumen des Verdrängers und V_{ArBew} das bewegte Volumen des Arbeitskolbens ist. Die Volumenänderungen in einem Zyklus sind im Bild 3.7 dargestellt.

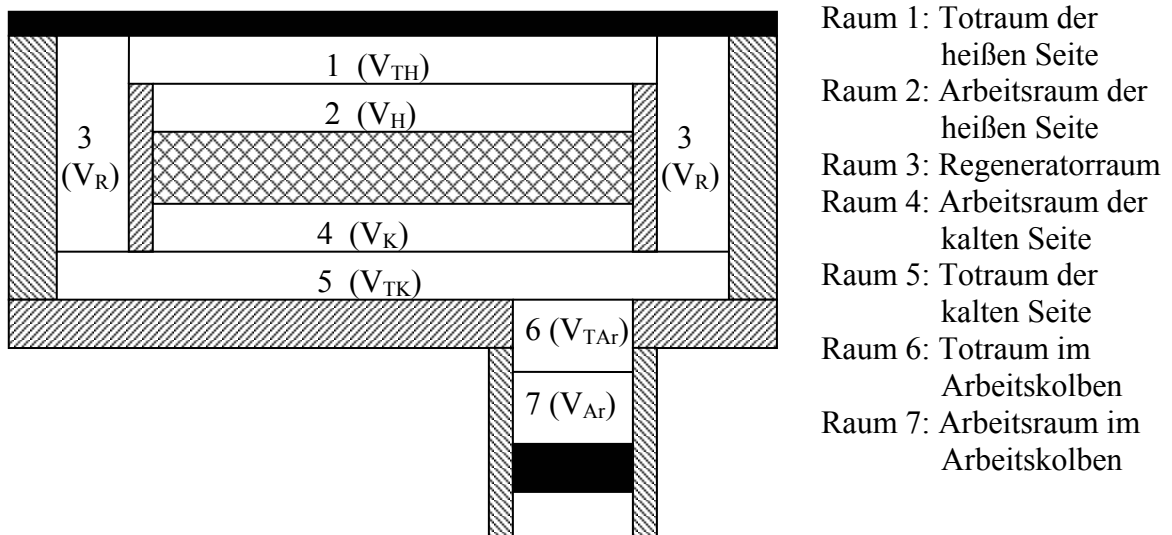


Bild 3.6 Volumenbeschreibungen

Die konstante Arbeitsgasmenge beträgt

$$m = \sum_i m_i = m_H + m_K + m_{Ar} + m_R + m_{TH} + m_{TK} + m_{TAr}. \quad (3.22)$$

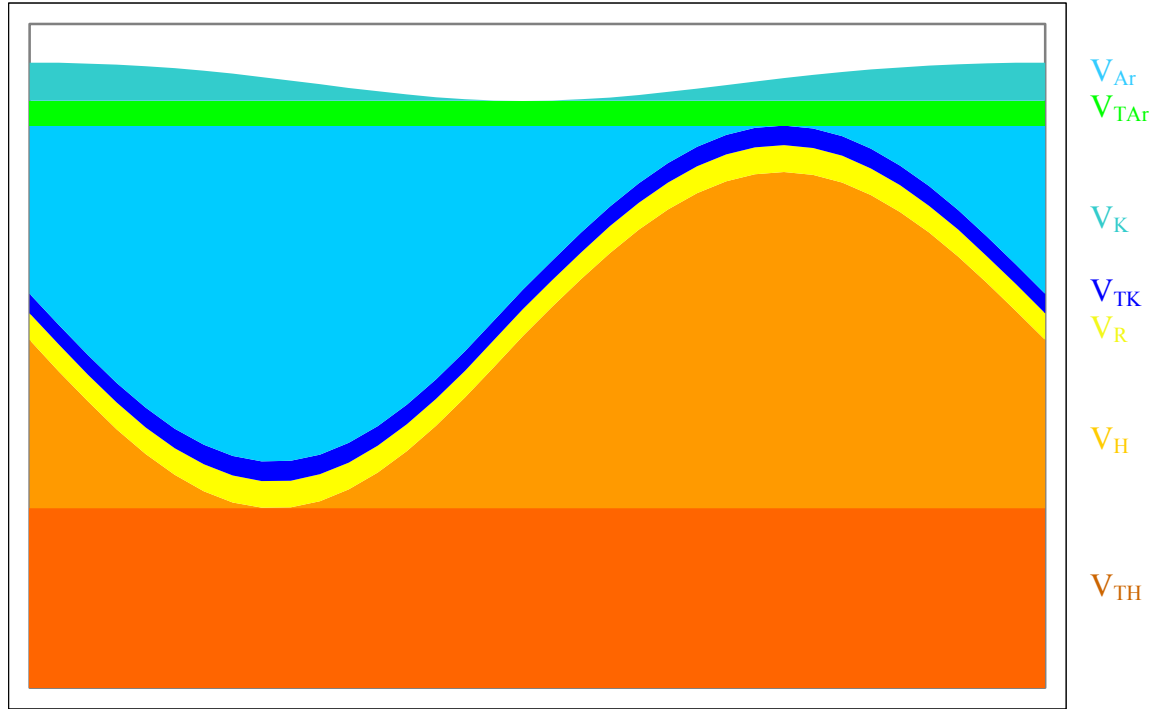


Bild 3.7 Volumenänderungen

Daraus folgt der Druck:

$$p = mR \left(\frac{V_H}{T_H} + \frac{V_K}{T_K} + \frac{V_{Ar}}{T_K} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_{TH}}{T_H} + \frac{V_{TK}}{T_K} + \frac{V_{TAr}}{T_K} \right)^{-1} \quad (3.23)$$

$$\text{mit } T_R = \frac{1}{2}(T_H + T_K)$$

Die Gleichungen 3.19-3.21 in 3.23 eingesetzt liefern

$$p = mR \left[k + \left(\frac{V_{VBew}}{2T_H} \cos \alpha - \frac{V_{VBew}}{2T_K} \cos \alpha + \frac{V_{ArBew}}{2T_K} \right) \cos \varphi + \left(\frac{V_{VBew}}{2T_K} - \frac{V_{VBew}}{2T_H} \right) \sin \alpha \sin \varphi \right]^{-1}$$

$$\text{mit } k = \frac{V_{VBew}}{2T_H} + \frac{V_{VBew}}{2T_K} + \frac{V_{ArBew}}{2T_K} + \frac{2V_R}{T_H + T_K} + \frac{V_{TH}}{T_H} + \frac{V_{TK}}{T_K} + \frac{V_{TAr}}{T_K}.$$

Wird definiert, dass

$$A \sin \beta = \frac{V_{VBew}}{2} \left(\frac{1}{T_K} - \frac{1}{T_H} \right) \sin \alpha, \quad (3.24)$$

$$A \cos \beta = \frac{V_{ArBew}}{2T_K} - \frac{V_{VBew}}{2} \left(\frac{1}{T_K} - \frac{1}{T_H} \right) \cos \alpha, \quad (3.25)$$

$$A = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{V_{ArBew}}{T_K} \right)^2 + \left(\frac{V_{VBew}}{T_H} - \frac{V_{VBew}}{T_K} \right)^2 - 2 \frac{V_{ArBew}}{T_K} \left(\frac{V_{VBew}}{T_K} - \frac{V_{VBew}}{T_H} \right) \cos \alpha \right]^{1/2}, \quad (3.26)$$

$$\tan \beta = \frac{\left(\frac{1}{T_K} - \frac{1}{T_H} \right) \sin \alpha}{\frac{V_{ArBew}}{V_{VBew} T_K} - \left(\frac{1}{T_K} - \frac{1}{T_H} \right) \cos \alpha} \quad (3.27)$$

ist, folgt daraus der Druck:

$$p = \frac{mR/k}{1 + k_1 \cos(\varphi - \beta)} \quad (3.28)$$

mit $k_1 = A/k$.

Die Gleichung 3.28 ist die kalorische Linie von G. Schmidt.

Die Arbeiten W_H , W_K und W_{Ar} des Gases auf der heißen und kalten Seite sowie im Arbeitskolben ergeben sich

$$W_H = \int_0^{2\pi} p dV_H = -\frac{1}{2} V_{VBew} \int_0^{2\pi} p \sin(\varphi + \alpha) d\varphi \quad (3.29)$$

$$W_K = \int_0^{2\pi} p dV_K = \frac{1}{2} V_{VBew} \int_0^{2\pi} p \sin(\varphi + \alpha) d\varphi \quad (3.30)$$

$$W_{Ar} = \int_0^{2\pi} p dV_{Ar} = -\frac{1}{2} V_{ArBew} \int_0^{2\pi} p \sin \varphi d\varphi. \quad (3.31)$$

Die vom Kreisprozess geleistete Arbeit berechnet sich als

$$W_{Kreis} = W_H + W_K + W_{Ar}$$

$$W_{Kreis} = W_{Ar} = V_{ArBew} \frac{\pi m R}{k k_1} \left(\frac{1}{\sqrt{1 - k_1^2}} - 1 \right) \sin \beta \quad (3.32)$$

Die Motorleistung hat die Form

$$P = W_{Kreis} n / 60 = V_{ArBew} \frac{n}{60} \cdot \frac{\pi m R}{A} \left(\frac{1}{\sqrt{1 - k_1^2}} - 1 \right) \sin \beta \quad (3.33)$$

Um die Motorleistung mit der Schmidt-Theorie berechnen zu können, werden die Gastemperaturen auf der heißen Seite T_H und der kalten Seite T_K vorgegeben. Beim solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor ist nur die Solarstrahlung bekannt. Es ist deshalb notwendig, die Gastemperatur T_H aus der Solarstrahlung zu bilden.

3.4 Die Solarenergieumwandlung vom solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor

Die Wärmeübertragung im Stirlingmotor ist sehr kompliziert. Deshalb soll die Wärmeübertragung vereinfacht erfasst werden, um die Gastemperatur T_H berechnen zu können. Der Berechnung liegen die folgenden Annahmen zugrunde:

1. Die Stoffwerte der Luft werden nur als Funktionen der Temperatur und nicht des Drucks berücksichtigt.
2. Eine stationäre Wärmeübertragung wird angenommen.
3. Die Gastemperatur auf der heißen Seite im Stirlingmotor und die Absorbertemperatur sind konstant und homogen.
4. Das Gehäuse ist adibat und damit werden die Wärmeverluste vernachlässigt.
5. Falls sich der Verdränger kontinuierliche bewegt, wird angenommen, dass der Verdränger in der Mitte bleibt, d.h. die Höhe des Luftkanals beträgt die Hälfte des Verdrängerhubes.

6. Der vom Stirlingmotor aufgenommene Wärmestrom wird wie im idealen Stirlingprozess berücksichtigt.
7. Die Gastemperatur auf der kalten Seite im Stirlingmotor ist gleich der Umgebungstemperatur.
8. Die Wärmeleitung in der Abdeckungsfolie und dem Absorber werden vernachlässigt.

3.4.1 Mathematisches Modell beim Stirlingmotor mit Konvektionsverlusten

Das Bild 3.8 stellt die thermischen Energieströme im Stirlingmotor dar. Die Energiebilanzen für den Absorber, die Luft und den Verdränger ergeben sich wie folgend:

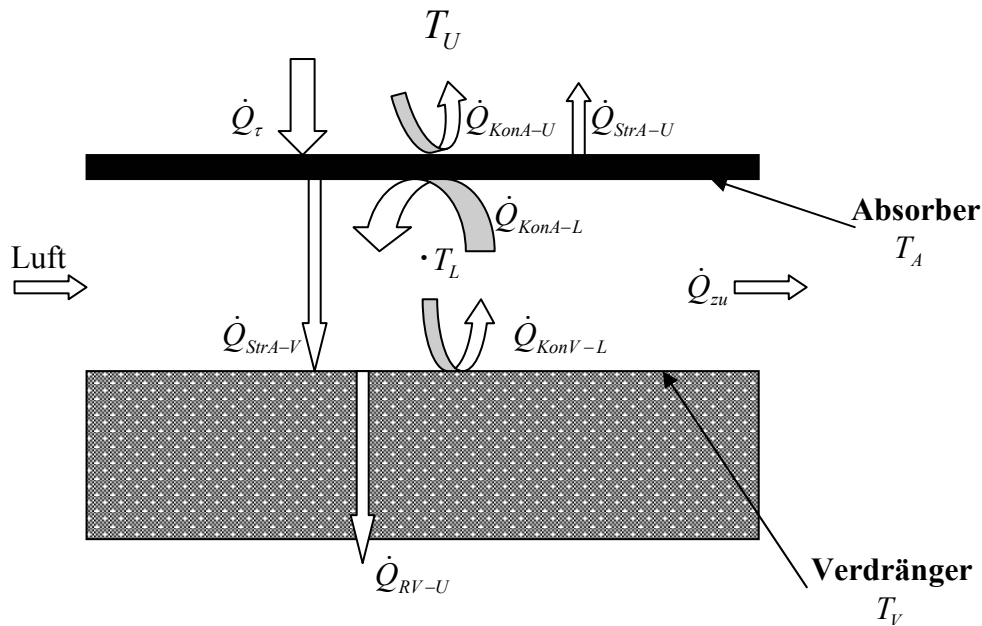


Bild 3.8 Thermischen Energieströme im Stirlingmotor

Absorber:

$$\dot{Q}_\tau - \dot{Q}_{KonA-U} - \dot{Q}_{StrA-U} - \dot{Q}_{KonA-L} - \dot{Q}_{StrA-V} = 0 \quad (3.34)$$

Luft:

$$\dot{Q}_{KonA-L} + \dot{Q}_{KonV-L} - \dot{Q}_{zu} = 0 \quad (3.35)$$

Verdränger:

$$\dot{Q}_{StrA-V} - \dot{Q}_{KonV-L} - \dot{Q}_{RV-U} = 0 \quad (3.36)$$

Die darin auftretenden Wärmeströme sind folgendermaßen definiert:

1. Die vom Absorber absorbierte Sonnenstrahlung \dot{Q}_τ :

$$\dot{Q}_\tau = \alpha_A \cdot A \cdot \dot{g} \quad (3.37)$$

2. Der konvektive Wärmeverlust an der Außenseite des Absorbers \dot{Q}_{KonA-U} :

$$\dot{Q}_{KonA-U} = h_{KonA-U} \cdot A \cdot (T_A - T_U) \quad (3.38)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient h_{KonA-U} lautet [16, 25]:

$$h_{KonA-U} = \frac{\lambda}{l} Nu \quad (3.39)$$

mit der Nußelt-Zahl Nu

- a). bei sehr kleine Windgeschwindigkeit:

$$Nu = 0,76 Ra^{1/4} \quad \text{für } 10^4 < Ra < 10^7 \quad (3.40)$$

$$Nu = 0,15 Ra^{1/3} \quad \text{für } 10^7 < Ra < 3 \times 10^{10} \quad (3.41)$$

Die Rayleigh-Zahl Ra und Grashof-Zahl Gr betragen:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (3.42)$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l^3}{\nu^2} \quad (3.43)$$

- b). bei der Windgeschwindigkeit v_W :

$$Nu = 0,94 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad \text{für } Re < 10^6 \quad (3.44)$$

mit der Reynoldszahl

$$Re = \frac{v_W \cdot l}{\nu} \quad (3.45)$$

3. Der konvektive Wärmeübergang an die Luft unter dem Absorber \dot{Q}_{KonA-L} :

$$\dot{Q}_{KonA-L} = h_{KonA-L} \cdot A \cdot (T_A - T_L) \quad (3.46)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient h_{KonA-L} wird nach Gl. 3.39 mit der Nußelt-Zahl [17]

$$Nu = \left[\left(\frac{a}{1-n} \cdot \left(\frac{1}{L^*} \right)^n \right)^3 + Nu_\infty^3 \right]^{1/3} \quad (3.47)$$

mit $Nu_\infty = 8,235$, $f_1 = 1,18$, $f_2 = 1$, $f_3 = 0,8$ und

$$a = \left(1,1 - \frac{1}{3,4 + 0,0667 \cdot Pr} \right) \cdot f_1 \quad (3.48)$$

$$n = 0,35 \cdot f_2 + \frac{1}{7,825 + 2,6 \cdot \sqrt{Pr}} \cdot f_3 \quad (3.49)$$

$$L^* = \frac{L}{Re \cdot Pr \cdot \delta} \quad (3.50)$$

berechnet.

4. Die Abstrahlung zur Umgebung \dot{Q}_{StrA-U} :

$$\dot{Q}_{StrA-U} = h_{StrA-U} \cdot A \cdot (T_A - T_U) \quad (3.51)$$

Der Strahlungskoeffizient h_{StrA-U} ergibt sich mit

$$h_{StrA-U} = \varepsilon_{Al} \cdot C_S (T_A + T_U) (T_A^2 + T_U^2) \cdot 10^{-8} . \quad (3.52)$$

Dabei ist

$$C_S = 5,670 \frac{W}{m^2 K^4}$$

der Strahlungskoeffizient des Schwarzen Strahlers.

5. Die Wärmeeintrag durch Abstrahlung zwischen Absorber und Verdränger \dot{Q}_{StrA-V} :

$$\dot{Q}_{StrA-V} = h_{StrA-V} \cdot A \cdot (T_A - T_V) \quad (3.53)$$

Der Strahlungskoeffizient h_{StrA-V} ergibt sich mit

$$h_{StrA-V} = \frac{C_S}{\frac{1}{\varepsilon_V} + \left(\frac{1}{\varepsilon_{A2}} - 1\right) \cdot \frac{A_V}{A_A}} \cdot (T_A + T_V)(T_A^2 + T_V^2) \cdot 10^{-8}. \quad (3.54)$$

6. Der konvektive Wärmeübergang an die Luft über dem Verdränger \dot{Q}_{KonV-L} :

$$\dot{Q}_{KonV-L} = h_{KonV-L} \cdot A \cdot (T_V - T_L) \quad (3.55)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient h_{KonV-L} wird nach Gl. 3.39 und Gl. 3.47-50 berechnet.

7. Der vom Stirlingmotor benutzte Wärmestrom \dot{Q}_{zu} :

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m} \cdot R \cdot T_L \cdot \ln \varepsilon + \dot{m} \cdot c_V \cdot (T_L - T_U)(1 - \eta_R) \quad (3.56)$$

8. Die Wärmeverluste an die Umgebung \dot{Q}_{RV-U} :

$$\dot{Q}_{RV-U} = h_{RV-U} \cdot A \cdot (T_V - T_U) \quad (3.57)$$

3.4.2 Mathematisches Modell beim Stirlingmotor mit reduzierten Konvektionsverlusten

Das Bild 3.9 stellt die thermischen Energieströme im Stirlingmotor mit Abdeckungsfolie dar. Die Energiebilanzen für die Folie, den Absorber, den Verdränger und die Luft lauten wie folgend:

Abdeckungsfolie:

$$\dot{Q}_{KonA-F} + \dot{Q}_{StrA-F} - \dot{Q}_{KonF-U} - \dot{Q}_{StrF-U} = 0 \quad (3.58)$$

Absorber:

$$\dot{Q}_\tau - \dot{Q}_{KonA-F} - \dot{Q}_{StrA-F} - \dot{Q}_{KonA-L} - \dot{Q}_{StrA-V} = 0 \quad (3.59)$$

Luft:

$$\dot{Q}_{KonA-L} + \dot{Q}_{KonV-L} - \dot{Q}_{zu} = 0 \quad (3.60)$$

Verdränger:

$$\dot{Q}_{StrA-V} - \dot{Q}_{KonV-L} - \dot{Q}_{RV-U} = 0 \quad (3.61)$$

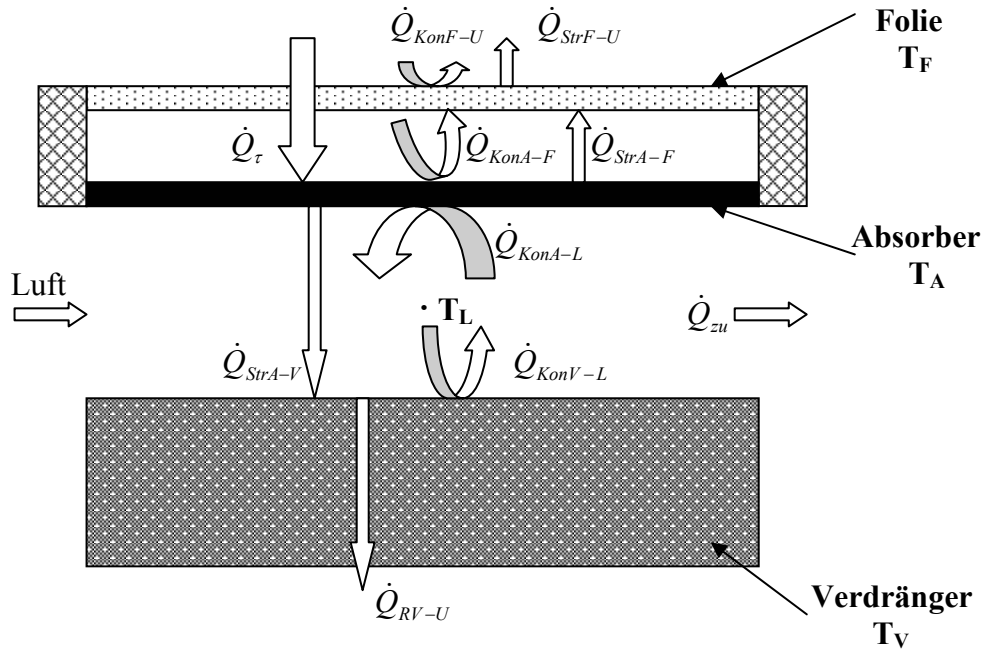


Bild 3.9 Thermischen Energieströme im Stirlingmotor

Die darin auftretenden Wärmeströme sind folgendermaßen definiert:

1. Der konvektive Wärmeübergang vom Absorber nach der Folie \dot{Q}_{KonA-F} :

$$\dot{Q}_{KonA-F} = h_{KonA-F} \cdot A \cdot (T_A - T_F) \quad (3.62)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient h_{KonA-F} wird nach Gl.3.39 mit der Nußelt-Zahl [17]

$$Nu = 1 + \frac{0,07 Ra^{1,333}}{3200 + Ra} \quad (3.63)$$

berechnet. Die Rayleigh-Zahl Ra berechnet sich nach Gleichungen 3.42-43 mit

$$l = \delta_{A-F}.$$

2. Die Wärmeeintrag durch Abstrahlung zwischen dem Absorber und der Folie \dot{Q}_{StrA-F} :

$$\dot{Q}_{StrA-F} = h_{StrA-F} \cdot A \cdot (T_A - T_F) \quad (3.64)$$

Der Strahlungskoeffizient h_{StrA-F} ergibt sich nach Gleichung 3.54.

3. Der konvektive Wärmeverlust an der Außenseite der Abdeckungsfolie \dot{Q}_{KonF-U} :

$$\dot{Q}_{KonF-U} = h_{KonF-U} \cdot A \cdot (T_F - T_U) \quad (3.65)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient h_{KonF-U} wird nach Gleichungen 3.39-45 berechnet.

4. Die Abstrahlung zur Umgebung \dot{Q}_{StrF-U} :

$$\dot{Q}_{StrF-U} = h_{StrF-U} \cdot A \cdot (T_F - T_U) \quad (3.66)$$

Der Strahlungskoeffizient h_{StrF-U} ergibt sich nach Gleichung 3.52.

5. Die vom Absorber absorbierte Sonnenstrahlung \dot{Q}_τ :

$$\dot{Q}_\tau = (\tau\alpha)_e \cdot A \cdot \dot{g} \quad (3.67)$$

mit dem effektiven Transmissionsabsorptionsprodukt [16]

$$(\tau\alpha)_e = \frac{\tau_F \alpha_A}{1 - (1 - \alpha_A) \rho_F^*} \quad (3.68)$$

6. Der konvektive Wärmeübergang an die Luft unter dem Absorber \dot{Q}_{KonA-L} , der Wärmeeintrag durch Abstrahlung zwischen Absorber und Verdränger \dot{Q}_{StrA-V} , der konvektive Wärmeübergang an die Luft über dem Verdränger \dot{Q}_{KonV-L} , der vom Stirlingmotor benutzte Wärmestrom \dot{Q}_{zu} und die Wärmeverluste an die Umgebung \dot{Q}_{RV-U} werden nach Gl. 3.46-57 berechnet.

3.5 Bestimmung der Leistung von solaren Niedertemperatur-Stirlingmotoren

In der Literatur[3, 6, 8-9, 26-29] werden die verschiedenen Möglichkeiten der Analyse von Stirlingmotoren meist in drei Klassen eingeteilt. Die Berechnung eines Stirlingmotors nach der Schmidt-Theorie wird als Analyse 1. Ordnung bezeichnet. Bei der Analyse 3. Ordnung, die mit Hilfe von Computern erfolgt, werden die wenigsten idealisierenden Annahmen getroffen, so dass diese zumindest in der Theorie das höchste Maß an Genauigkeit verspricht.

Nach Beale kann die Motorleistung mit der folgenden Beziehung ermittelt werden [9]:

$$P = B \cdot n \cdot \Delta V \cdot p_m \quad (3.69)$$

wobei die Beale-Zahl B für gut konstruierte Motoren den Wert 0,15 annimmt und ΔV , p_m die gesamte Volumenänderung im Stirlingmotor und der mittlere Arbeitsgasdruck sind. West erweitert die Gleichung um einen Temperaturfaktor [9]:

$$P = F \cdot f \cdot \Delta V \cdot p_m \cdot \frac{T_H - T_K}{T_H + T_K} \quad (3.70)$$

Der Faktor F wird als West-Faktor bezeichnet. West schlägt für ihn den Wert 0,35 vor. Nach Senft ergab sich für den West-Faktor F der Wert 2,0 [26]. Kolin[6] leitete die Motorleistung

$$P = \frac{V \cdot \Delta T^3}{2 \cdot 10^8} \quad (3.71)$$

mit den folgenden empirischen Formeln ab:

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = 1 + \frac{\Delta T}{1100} \quad (3.72)$$

$$n = \Delta T \quad (3.73)$$

Bei dieser Gleichung 3.71 wird die Leistung P in kW, das gesamte Motorvolumen V in dm^3 und die Temperaturdifferenz ΔT in K angegeben.

Die vorstehenden drei Gleichungen 3.69-3.71 sind relativ grob. Im Prinzip kann man auch nach Gl. 3.33 die Motorleistung berechnen. Diese ist jedoch häufig zu kompliziert. Deshalb wird ausgehend von Gleichung 3.33 eine relativ einfache Gleichung mit hoher Genauigkeit abgeleitet.

Die folgenden Größen und Annahmen werden so definiert:

- das totale Totvolumen V_T
- das Arbeitsvolumenverhältnis $\varepsilon_{Ar} = \frac{V_{ArBew}}{V_{VBew}}$
- das Totvolumenverhältnis $\varepsilon_T = \frac{V_T}{V_{VBew}}$
- Der Phasenwinkel α beträgt 90° .
- Die Temperatur des totalen Totvolumens $T_T = \frac{1}{2} \cdot (T_H + T_K)$

Nach der Gleichung 3.33 und den oben genannten Definitionen ergibt sich die Motorleistung

$$P = \frac{n}{30} \cdot \pi \cdot m \cdot R \cdot T_K \cdot \varepsilon_{Ar} \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{1-k_1^2}} - 1 \right) \cdot \frac{(T_H - T_K) / T_H}{(T_H - T_K)^2 / T_H^2 + \varepsilon_{Ar}^2} \quad (3.74)$$

In die Gleichungen 3.1 und 3.8 eingesetzt kann man erhalten

$$P = \frac{\pi}{30} \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{1-k_1^2}} - 1 \right) \cdot n \cdot p_m \cdot V \cdot \varepsilon_{Ar} \cdot \frac{\eta_{th}}{\eta_{th}^2 + \varepsilon_{Ar}^2} \quad (3.75)$$

Der Faktor F wird so definiert:

$$F = \frac{\pi}{30} \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{1-k_1^2}} - 1 \right) \cdot \varepsilon_{Ar} \cdot \frac{\eta_{th}}{\eta_{th}^2 + \varepsilon_{Ar}^2} \cdot 10^4 \quad (3.76)$$

mit

$$k_1 = \frac{A}{k} = \frac{\sqrt{\left(\frac{1}{T_K} - \frac{1}{T_H} \right)^2 + \varepsilon_{Ar}^2} \cdot \left(\frac{1}{T_K} \right)^2}{\frac{1}{T_H} + \frac{1 + \varepsilon_{Ar}}{T_K} + \frac{4 \cdot \varepsilon_T}{T_H + T_K}} \quad (3.77)$$

Daraus folgt die Motorleistung

$$P = F \cdot n \cdot p_m \cdot V \cdot 10^{-4}. \quad (3.78)$$

Der Faktor F hängt von der Temperaturdifferenz, dem Arbeitsvolumenverhältnis und dem Totalvolumenverhältnis ab und muss als Funktion

$$F = F(\Delta T, \varepsilon_{Ar}, \varepsilon_T)$$

ermittelt werden.

Beim Niedertemperatur-Stirlingmotor kann der Faktor F nach mathematischer Nähierungsmethode wie folgend ermittelt werden (siehe Anhang A).

$$F = \frac{1,3 \cdot \pi \cdot \varepsilon_{Ar} \cdot \Delta T}{9 + 30\varepsilon_T} \quad (3.79)$$

Die Gleichung 3.79 in die Gleichung 3.78 eingesetzt erhält man

$$P = 1,36 \cdot \frac{\varepsilon_{Ar}}{3 + 10 \cdot \varepsilon_T} \cdot n \cdot p_m \cdot V \cdot \Delta T \cdot 10^{-4}. \quad (3.80)$$

4 Berechnung des Niedertemperatur-Stirlingmotors

4.1 Rechenmodell für die Solarenergieumwandlung

Um die Motorleistung nach der Schmidt-Theorie berechnen zu können, muss die Gastemperatur T_H und T_K gegeben werden. Bei dem solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor kann T_K gleich der Umgebungstemperatur T_U gesetzt werden. Die Temperatur T_H ist unbekannt. Sie kann mit der bekannten Solarstrahlungsdichte \dot{g} bestimmt werden. Im Kapitel 3.4 wird die Theorie zur Berechnung der Gastemperatur T_H erläutert. Da eine analytische Lösung nicht hergeleitet werden kann, wird eine numerische Lösung mit Hilfe von Computer dargestellt. Üblich ist die iterative Methode.

Nach Kapitel 3.4 werden die Temperaturen T_A, T_H, T_V und T_F (beim Stirlingmotor mit Abdeckungsfolie) wie folgend ermittelt:

- **Stirlingmotor ohne Abdeckfolie** (nach Gl. 3.34-3.36)

$$\dot{Q}_\tau - (C_1^{(i)} + C_2^{(i)}) \cdot (T_A^{(i+1)} - T_U) - C_3^{(i)} \cdot (T_A^{(i+1)} - T_H^{(i+1)}) - C_4^{(i)} \cdot (T_A^{(i+1)} - T_V^{(i+1)}) = 0 \quad (4.1)$$

$$C_3^{(i)} (T_A^{(i+1)} - T_H^{(i+1)}) + C_5^{(i)} \cdot (T_V^{(i+1)} - T_H^{(i+1)}) - \dot{Q}_{zu}^{(i)} = 0 \quad (4.2)$$

$$C_4^{(i)} \cdot (T_A^{(i+1)} - T_V^{(i+1)}) - C_5^{(i)} \cdot (T_V^{(i+1)} - T_H^{(i+1)}) - C_6^{(i)} \cdot (T_V^{(i+1)} - T_U) = 0 \quad (4.3)$$

mit

$$C_1^{(i)} = h_{KonA-U}^{(i)} \cdot A_A \quad (4.4)$$

$$C_2^{(i)} = h_{StrA-U}^{(i)} \cdot A_A \quad (4.5)$$

$$C_3^{(i)} = h_{KonA-L}^{(i)} \cdot A_A \quad (4.6)$$

$$C_4^{(i)} = h_{StrA-V}^{(i)} \cdot A_V \quad (4.7)$$

$$C_5^{(i)} = h_{KonV-L}^{(i)} \cdot A_V \quad (4.8)$$

$$C_6^{(i)} = h_{RV-U}^{(i)} \cdot A_V \quad (4.9)$$

Wobei i der Iterationsschritt ist.

- **Stirlingmotor mit Abdeckfolie** (nach Gl. 3.57-3.60)

$$(C_7^{(i)} + C_8^{(i)}) \cdot (T_A^{(i+1)} - T_F^{(i+1)}) - C_1^{(i)} \cdot (T_F^{(i+1)} - T_U) - C_2^{(i)} \cdot (T_F^{(i+1)} - T_U) = 0 \quad (4.10)$$

$$\dot{Q}_\tau - (C_7^{(i)} + C_8^{(i)}) \cdot (T_A^{(i+1)} - T_F^{(i+1)}) - C_3^{(i)} \cdot (T_A^{(i+1)} - T_H^{(i+1)}) - C_4^{(i)} \cdot (T_A^{(i+1)} - T_V^{(i+1)}) = 0 \quad (4.11)$$

$$C_3^{(i)} (T_A^{(i+1)} - T_H^{(i+1)}) + C_5^{(i)} \cdot (T_V^{(i+1)} - T_H^{(i+1)}) - \dot{Q}_{zu}^{(i)} = 0 \quad (4.12)$$

$$C_4^{(i)} \cdot (T_A^{(i+1)} - T_V^{(i+1)}) - C_5^{(i)} \cdot (T_V^{(i+1)} - T_H^{(i+1)}) - C_6^{(i)} \cdot (T_V^{(i+1)} - T_U) = 0 \quad (4.13)$$

mit

$$C_1^{(i)} = h_{KonF-U}^{(i)} \cdot A_A \quad (4.14)$$

$$C_2^{(i)} = h_{StrF-U}^{(i)} \cdot A_A \quad (4.15)$$

$$C_3^{(i)} = h_{KonA-L}^{(i)} \cdot A_A \quad (4.16)$$

$$C_4^{(i)} = h_{StrA-V}^{(i)} \cdot A_V \quad (4.17)$$

$$C_5^{(i)} = h_{KonV-L}^{(i)} \cdot A_V \quad (4.18)$$

$$C_6^{(i)} = h_{RV-U}^{(i)} \cdot A_V \quad (4.19)$$

$$C_7^{(i)} = h_{KonA-F}^{(i)} \cdot A_A \quad (4.20)$$

$$C_8^{(i)} = h_{StrA-F}^{(i)} \cdot A_A \quad (4.21)$$

Die Gleichungen 4.1-4.21 müssen solange wiederholt werden, bis $|T^{(i+1)} - T^{(i)}|$ kleiner als eine vorgegebene Genauigkeitsschranke ist.

4.2 Berechnungen der Heißgastemperatur vom Stirlingmotor

4.2.1 Stoffwerte von Luft

Die Stoffwerte der Luft sind von der Temperatur abhängig. Aus Tabellen [13, 25] können die Stoffwerte Dichte ρ , Wärmekapazität c_p , Wärmeleitfähigkeit λ , dynamische Viskosität η , kinematische Viskosität ν und Prandtl-Zahl Pr im Temperaturbereich zwischen 0 und 120 °C über Regressionsrechnung bestimmt werden.

$$\rho = \frac{1}{0,784232 + 0,0028764 \cdot t} \quad (4.22)$$

$$c_p = \frac{1000}{0,993746 - 1,67979 \cdot 10^{-5} \cdot t - 3,76313 \cdot 10^{-7} \cdot t^2} \quad (4.23)$$

$$\lambda = (24,18 + 0,0721 \cdot t) \cdot 10^{-3} \quad (4.24)$$

$$\eta = 17,3106 \cdot 10^{-6} + 4,66344 \cdot 10^{-8} \cdot t \quad (4.25)$$

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (4.26)$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (4.27)$$

4.2.2 Heißgastemperatur vom Stirlingmotor

Nachfolgend sind einige Berechnungen nach dem zuvor vorgestellten Berechnungsmodell am Beispiel des Stirlingmotors III und IV aufgezeigt. Berechnungen haben gezeigt, dass die Absorbertemperatur T_A bzw. die Heißgastemperatur T_H von Solarstrahlungsdichte, Absorbereigenheiten, Verdichtungsverhältnis, Verdrängerhub, Regenerator und Motordrehzahl abhängig sind.

- **Einfluss der Solarstrahlungsdichte**

Die Absorbertemperatur bzw. die Heißgastemperatur steigen linear mit der Solarstrahlungsdichte \dot{g} (siehe Bild 4.1). Je stärker die Solarstrahlung ist, desto größer ist die Heißgastemperatur. Mit Abdeckfolie wird der Einfluss der Solarstrahlungsdichte größer.

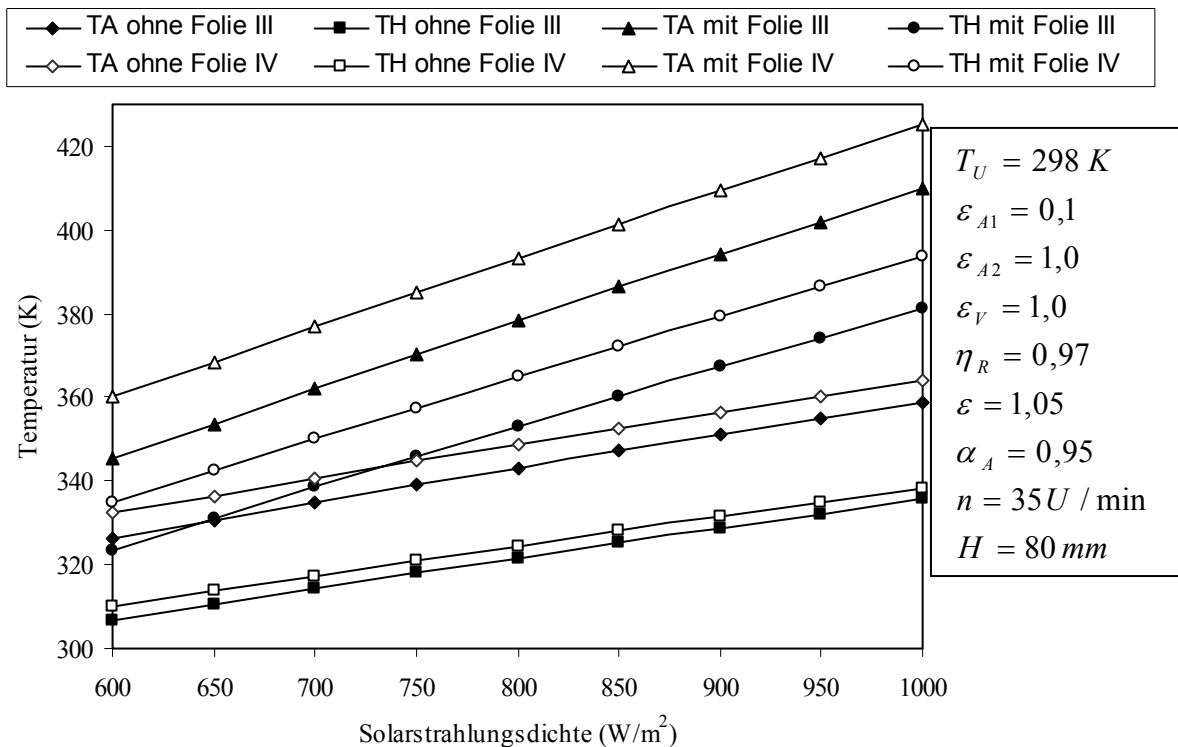


Bild 4.1 Einfluss der Solarstrahlungsdichte beim SSM-III und -IV
auf die Absorber- und Heißgastemperatur

- **Einfluss des Absorberemissionsgrades**

Der Emissionsgrad des Absorbers ε_{A1} soll auf der Außenseite klein sein.

Beim Motor mit Abdeckungsfolie ist sein Einfluss gering. Durch die Folie werden die Konvektionsverluste und damit der Einfluss des Absorberemissionsgrades ε_{A1} wesentlich verringert (siehe Bild 4.2).

Der Emissionsgrad des Absorbers ε_{A2} auf der Innenseite hat nur einen sehr geringen Einfluss (siehe Bild 4.3).

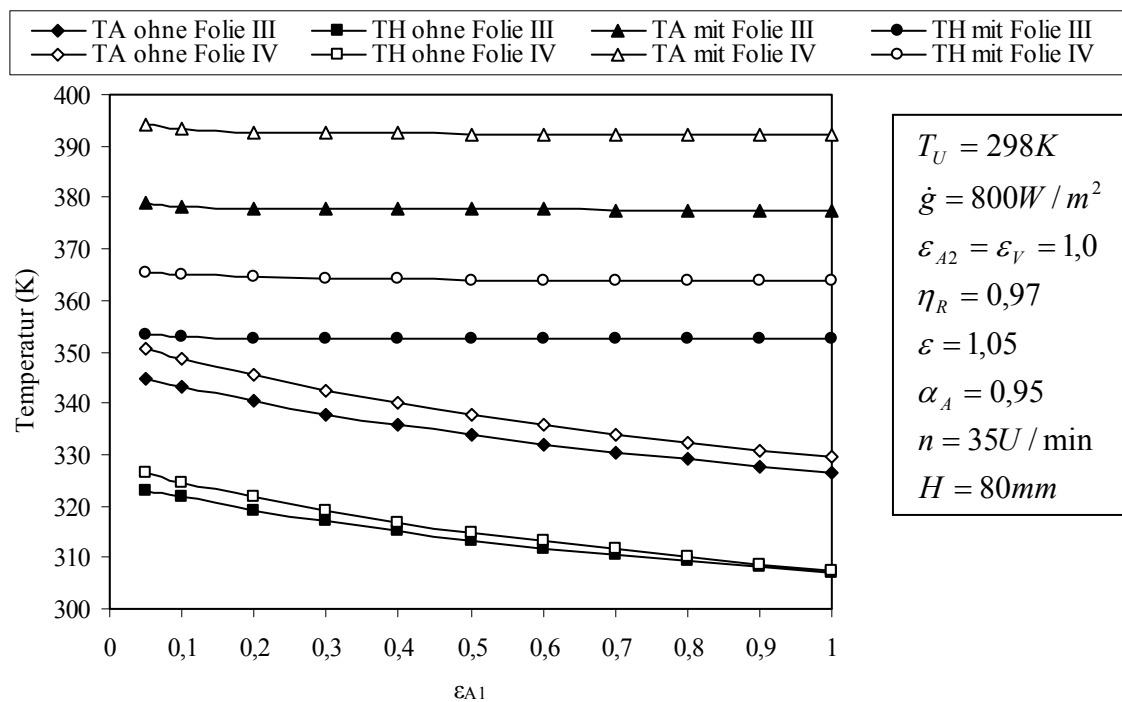


Bild 4.2 Einfluss des Absorberemissionsgrades ε_{A1} beim SSM-III und -IV
auf die Absorber- und Heißgastemperatur

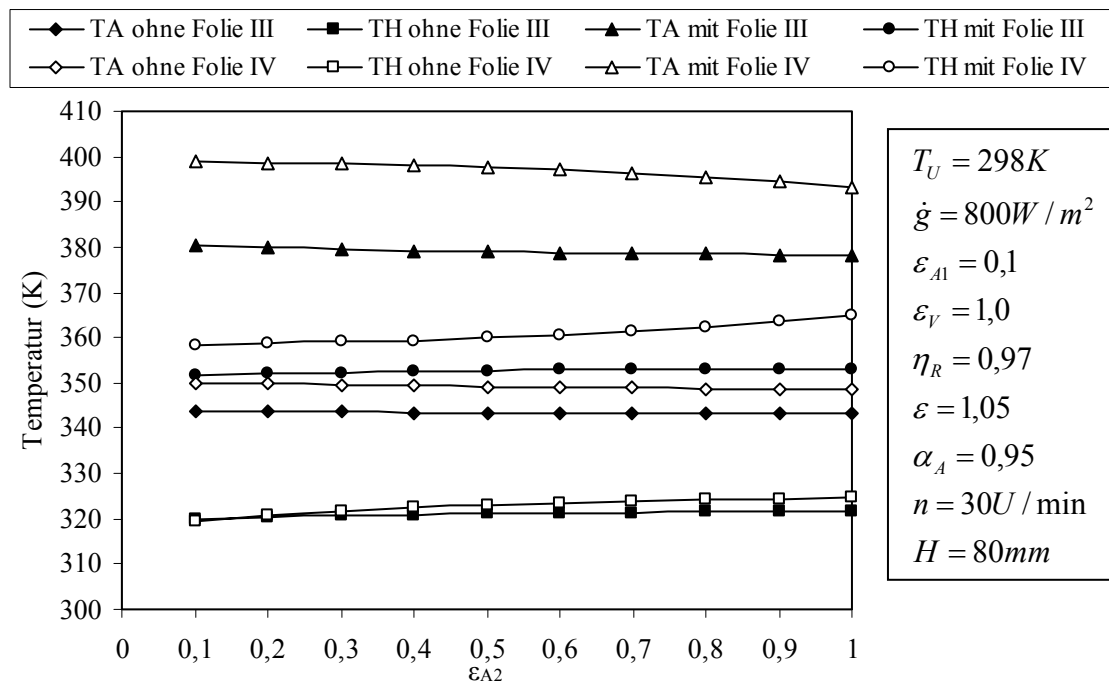


Bild 4.3 Einfluss des Absorberemissionsgrades ε_{A2} beim SSM-III und -IV
auf die Absorber- und Heißgastemperatur

- **Einfluss des Verdrängerflächenemissionsgrades**

Mit einem hohen Verdrängerflächenemissionsgrad ε_V wird die Gastemperatur T_H geringfügig höher. Bild 4.4 stellt die Abhängigkeit über ε_V dar.

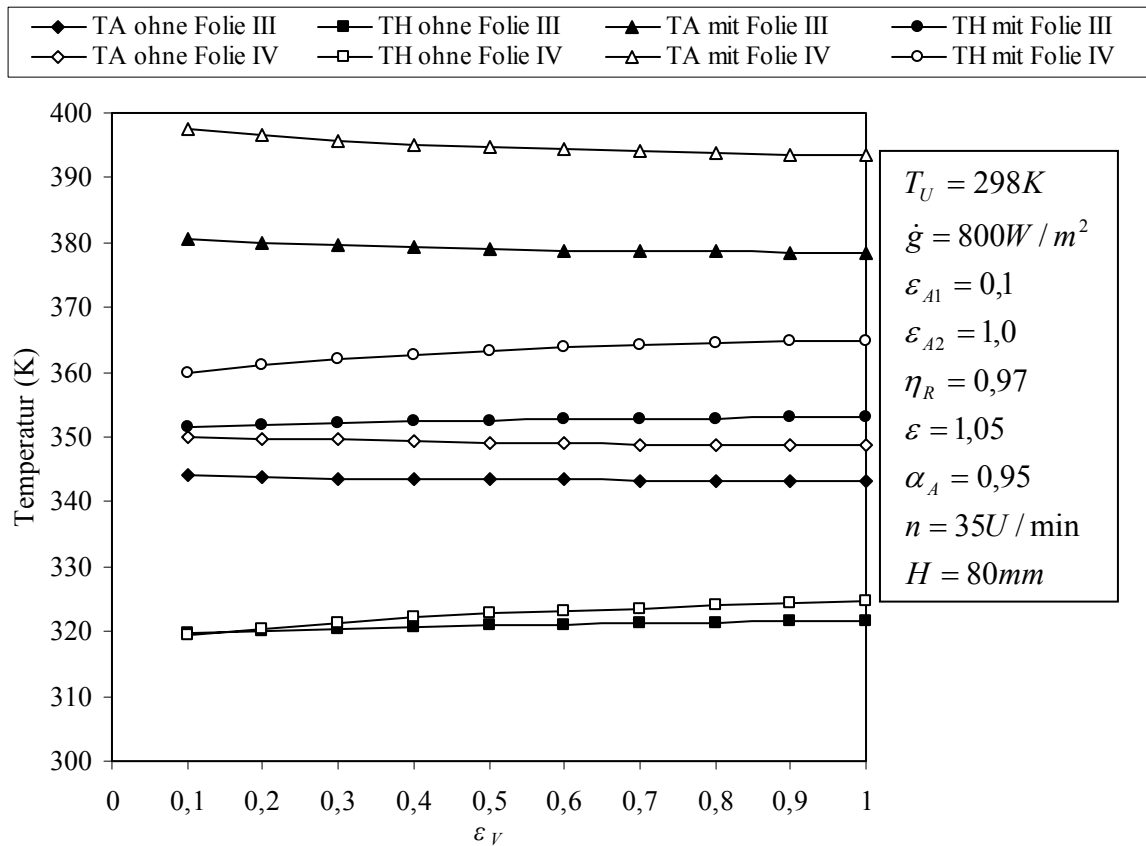


Bild 4.4 Einfluss des Verdrängerflächenemissionsgrads ε_V beim SSM-III und -IV auf die Absorber- und Heißgastemperatur

- **Einfluss des Regeneratorwirkungsgrads**

Der Regenerator ist für solare Niedertemperatur-Stirlingmotoren besonders wichtig. Ohne Regenerator kann die Maschine nicht laufen. Der Regeneratorwirkungsgrad η_R sollte über 90% sein. In Bild 4.5 ist erkennbar, dass mit der Abdeckungsfolie der Einfluss des Regeneratorwirkungsgrads η_R wesentlich größer wird.

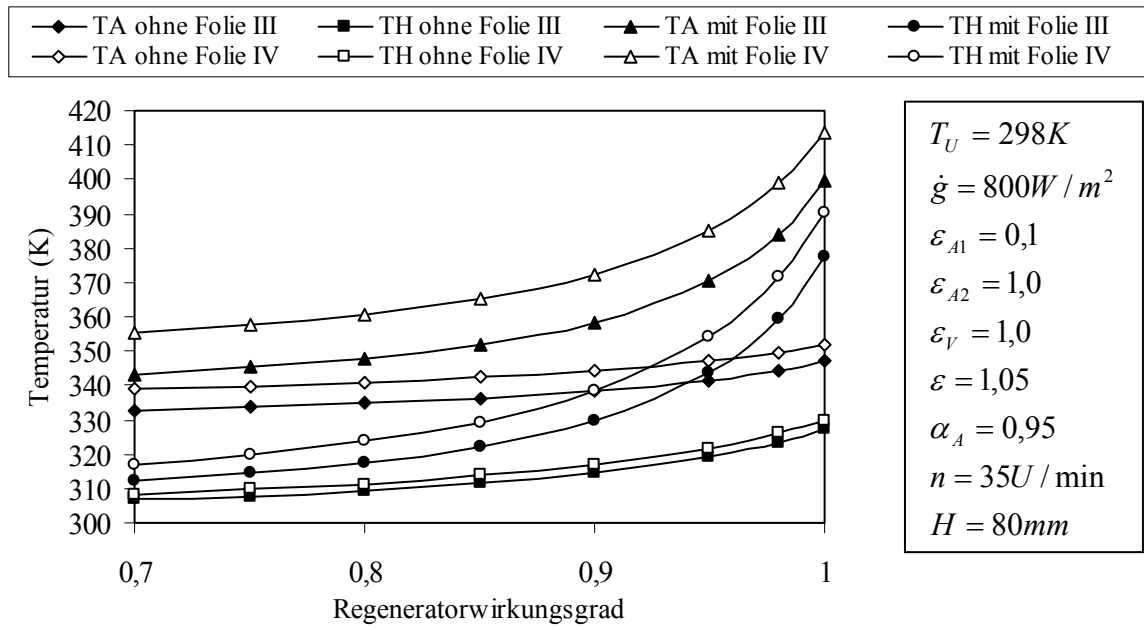


Bild 4.5 Einfluss des Regeneratorwirkungsgrads η_R beim SSM-III und -IV
auf die Absorber- und Heißgastemperatur

• Einfluss der Drehzahl

Die Drehzahl n hat große Bedeutung, besonders beim Motor mit der Abdeckungsfolie (siehe Bild 4.6). Die Gastemperatur sinkt sehr schnell nach dem Anstieg der Drehzahl.

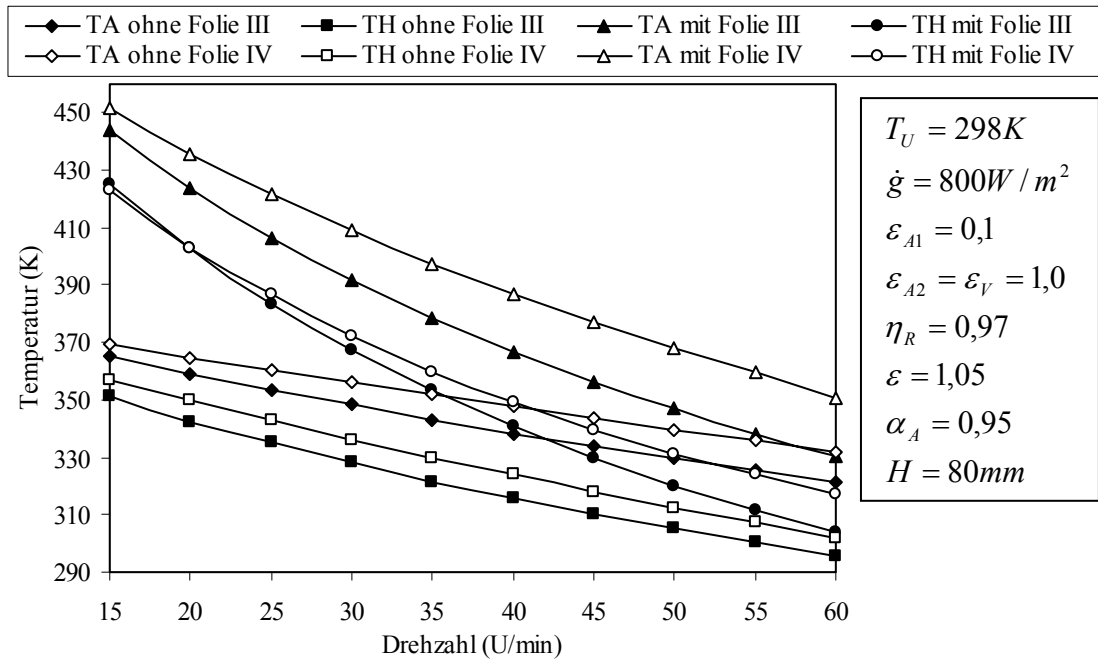


Bild 4.6 Einfluss der Drehzahl n beim SSM-III und -IV
auf die Absorber- und Heißgastemperatur

• Einfluss des Verdichtungsverhältnisses

Der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses ε ist ähnlich wie der Drehzahl. Die Auswirkungen der Abdeckungsfolie und der Gastemperatur werden klein, wenn das Verdichtungsverhältnis steigt. Bild 4.7 stellt die Auswirkung des Verdichtungsverhältnisses dar.

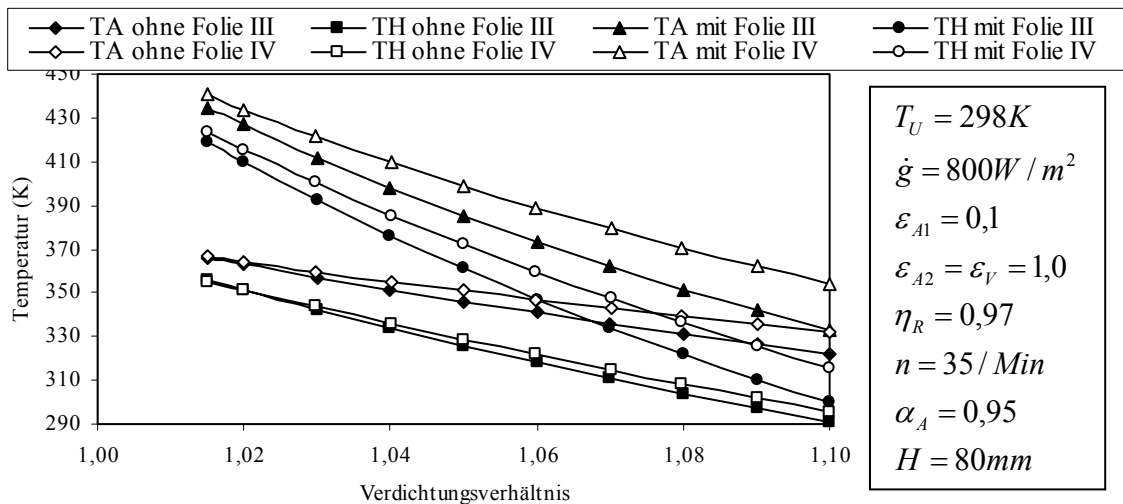


Bild 4.7 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses ε beim SSM-III und -IV auf die Absorber- und Heißgastemperatur

• Einfluss des Verdrängerhubs

Die Absorber- und Gastemperatur werden geringer, wenn der Hub des Verdrängers zunimmt. Mit der Folie wird der Einfluss größer (siehe Bild 4.8).

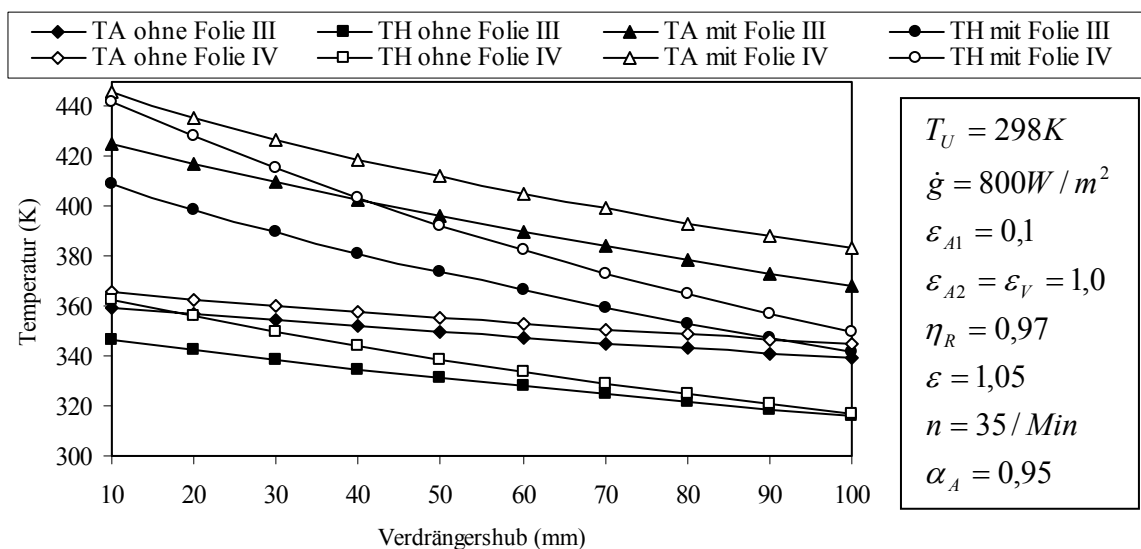


Bild 4.8 Einfluss des Verdrängerhubs H beim SSM-III und -IV auf die Absorber- und Heißgastemperatur

Letztlich haben ein Regenerator mit hohem Wirkungsgrad und eine Abdeckungsfolie für den entwickelten Stirlingmotor sehr große Bedeutung. Um die Arbeitsgastemperatur zu erhöhen, sollte der Stirlingmotor mit kleiner Drehzahl, niedrigem Verdichtungsverhältnis und kleinem Verdrängerhub konstruiert werden.

Berechnungen haben gezeigt, dass der Motor IV höhere Arbeitsgastemperaturen erreichen kann als der Motor III. Tabelle 4.1 zeigt die Absorber- und Heißgastemperatur beim SSM-III und –IV mit und ohne Abdeckungsfolie.

Tabelle 4.1 Absorber- und Heißgastemperatur beim SSM-III und –IV

		\dot{q} (W/m ²)	n (U/min)	ε (-)	T_A (K)	T_H (K)
SSM-III	<i>ohne Folie</i>	800	30	1,056	348,2	328
	mit Folie	800	30	1,056	391,6	367,2
SSM-IV	<i>ohne Folie</i>	800	30	1,056	356,1	336,3
	mit Folie	800	30	1,056	408,9	372,3

4.3 Computerprogramm PROSA

PROSA [30] (Program for second order analysis) ist ein Computerprogramm 2ter Ordnung zur Berechnung von getriebegesteuerten und Freikolben Stirling Maschinen, die als Kraft- oder Kältemaschine bzw. Wärmepumpe Anwendung finden. Es lassen sich verschiedene Zylinderkonfigurationen, Wärmeübertrager- und Regeneratortypen sowie Arbeitsgase für die Berechnung auswählen. Außerdem enthält PROSA eine Variations- und eine Optimierungsroutine, die eine optimierte Auslegung von Stirling-Maschinen erlauben.

Bei der Berechnung einer Stirling-Maschine mit PROSA wird eine Unterteilung des Prozesses in fünf Gasräume, d.h. der heiße und kalte Zylinderraum, der heiße und kalte Wärmeübertrager und der Regenerator, vorgenommen. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Zustandsgrößen in den Gasräumen mit Ausnahme der Temperatur im Regenerator örtlich konstant sind. Für die Temperatur im Regenerator wird dagegen ein linearer Verlauf vom kalten zum heißen Ende angesetzt. Eine feinere Unterteilung der Gasräume in

finite Elemente ist auch bei Modellen 2ter Ordnung möglich. Dabei stellt die in PROSA verwendete Unterteilung des Regenerators in 4 finite Elemente bereits einen guten Kompromiss zwischen der Erhöhung der Berechnungsgenauigkeit und dem vergrößerten Berechnungsaufwand dar.

In PROSA werden die folgenden Verluste berücksichtigt:

- Wärmeübertragungsverluste in den Wärmeübertragern und den Zylinderräumen
- Regeneratorverluste
- Wärmeleitungsverluste im Bereich der Regeneratoren sowie vom Prozessraum zum Getrieberaum
- Shuttle und Enthalpieverluste in den Kolbenspalten
- Verluste, die durch den infolge der periodisch veränderlichen Gastemperatur verursachten wechselseitigen Wärmeübergang zwischen Arbeitsgas und umgebender Wand entstehen (adiabater Verlust)
- Vermischungsverluste zwischen Wärmeübertragern und Zylinderräumen infolge der unterschiedlichen mittleren Gastemperaturen
- Druckverluste in den Wärmeübertragern und den Regeneratoren
- Reibungsverluste im Bereich der Dichtungen und Führungen
- Berücksichtigung der nicht-isothermen Zustandsänderungen in den Gasräumen mit Hilfe eines Polytropenexponenten für den Prozess und Korrektur der unter isothermen Annahmen berechneten mechanischen Leistung, Wärmemengen und Druckamplitude
- Berücksichtigung der sinusförmig angenäherten Temperaturschwingung bei der Berechnung der zwischen Wärmeübertrager und Zylinderraum ausgetauschten Enthalpieströme

Das zugehörige Berechnungsmodell beruht auf folgenden Annahmen:

- Prozessberechnung auf der Grundlage idealen Gasverhaltens

- Sinusförmige Veränderung der Hubvolumina
- Mit Ausnahme der Regeneratorelemente örtlich konstante Gastemperaturen
- Die Druckverlustberechnungen dienen nur der Abschätzung der dissipierten mechanischen Leistung; eine Korrektur des Prozessdruckes erfolgt nicht, d.h., der Prozessdruck ist örtlich konstant.
- Vernachlässigung des Einflusses von Drehzahlschwankungen, d.h. konstante Drehzahl
- Berechnung des stationären Betriebszustandes
- keine Leckverluste vom Prozess nach außen, d.h. konstante Gasmenge im Prozessraum

Die Wärmeübertrager können als Rohrbündel-, Rippen- und Ringspalt-Wärmeübertrager konfiguriert werden. Weiterhin ist es möglich, den Prozess ohne Wärmeübertrager zu konfigurieren; in diesem Fall erfolgt die Wärmeaufnahme bzw. -abgabe komplett über den angrenzenden Zylinder. Für den Regenerator kann zwischen Faservlies, Drahtsieb und Folienregenerator gewählt werden. Als Arbeitsgas kann Wasserstoff, Helium oder trockene Luft zum Einsatz kommen. Die Stoffdaten werden als Funktion von Druck und Temperatur unter Berücksichtigung realer Effekte berechnet; die Analyse der Zustandsänderungen im Rahmen der Prozessberechnung erfolgt jedoch unter Annahme idealen Gasverhaltens.

4.4 Berechnung nach PROSA

Nachfolgend sind die Berechnungen nach PROSA am Beispiel des Stirlingmotors SSM-III und SSM-IV aufgezeigt. Die Ausgangsparameter sind, falls nicht anders angegeben:

- SSM-III
 $T_A = 350 \text{ K}; \quad T_H = 328 \text{ K}; \quad T_K = 298 \text{ K}; \quad p_m = 101,3 \text{ kPa}; \quad n = 30 \text{ U/min};$
 $\varepsilon = 1,057; \quad V = 203 \text{ dm}^3; \quad \Delta V = 11,5 \text{ dm}^3; \quad V_T = 108,1 \text{ dm}^3; \quad \alpha = 90^\circ.$

- SSM-IV

$$T_A = 350 \text{ K}; \quad T_H = 328 \text{ K}; \quad T_K = 298 \text{ K}; \quad p_m = 101,3 \text{ kPa}; \quad n = 30 \text{ U/min};$$

$$\varepsilon = 1,055; \quad V = 168,7 \text{ dm}^3; \quad \Delta V = 9,2 \text{ dm}^3; \quad V_T = 61,4 \text{ dm}^3; \quad \alpha = 90^\circ.$$

4.4.1 Veränderung der Drehzahl

Beim entwickelten Stirlingmotor gibt es eine optimale Drehzahl, unter der die Maschine ihre größte Leistung hat. Bild 4.9 und 4.10 zeigen den Einfluss der Drehzahl. Beim SSM-III sind die Strömungsverluste größer als beim SSM-IV, deshalb ist die optimale Drehzahl von SSM-IV größer als von SSM-III.

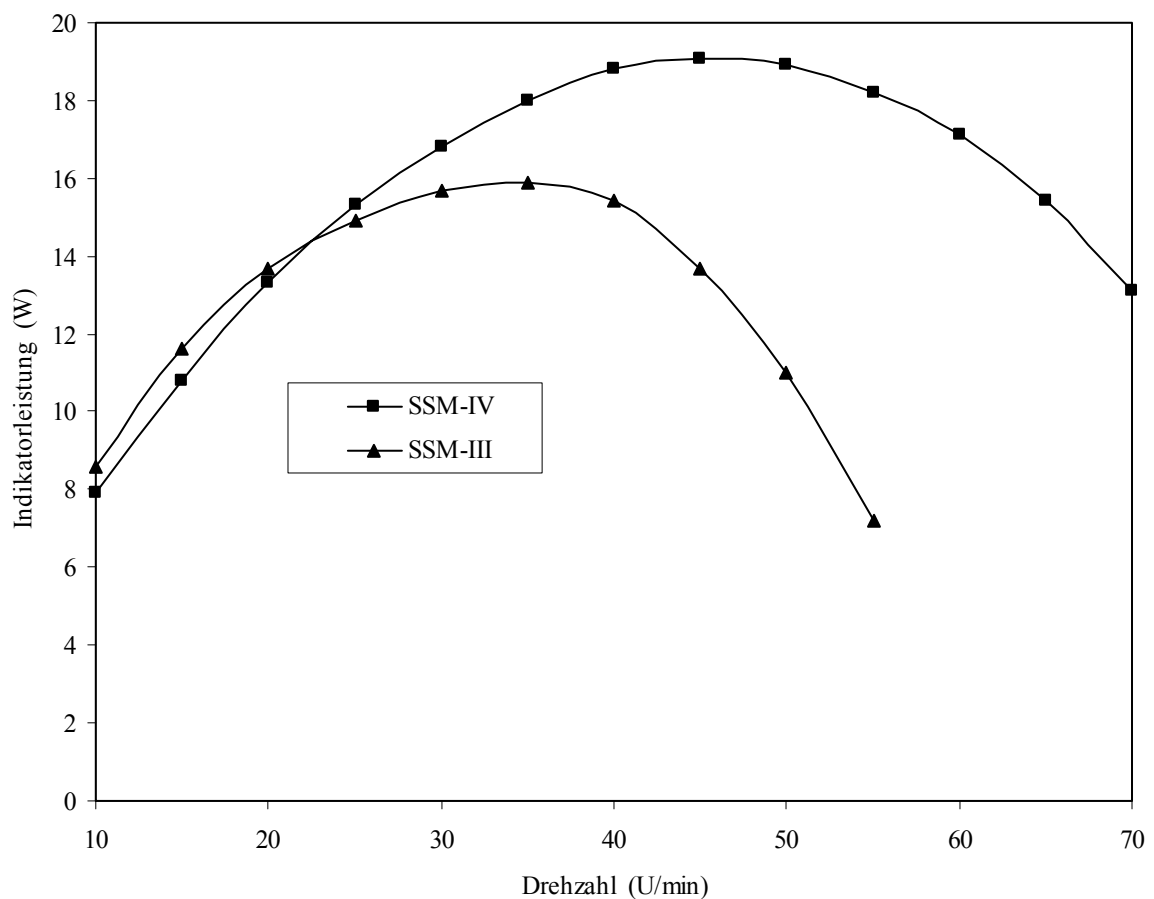


Bild 4.9 Einfluss der Drehzahl bei gleicher Absorbertemperatur ($T_A=75^\circ\text{C}$) auf die Indikatorleistung

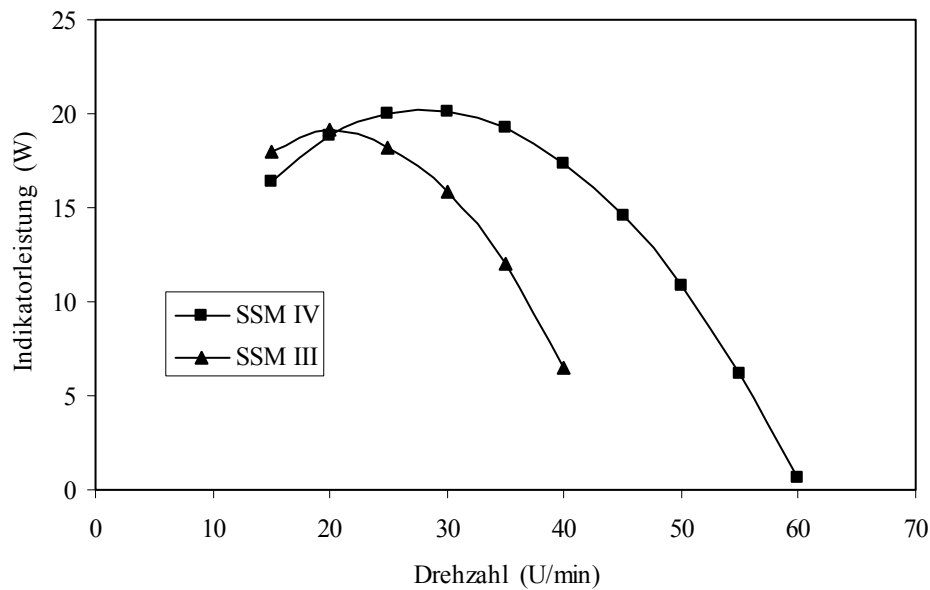


Bild 4.10 Einfluss der Drehzahl bei gleicher Solarstrahlungsdichte ($\dot{g} = 800 \text{ W} / \text{m}^2$) auf die Indikatorleistung

4.4.2 Veränderung des Phasenwinkels

Der optimale Phasenwinkel liegt nahe 90° . Mit einem Phasenwinkel zwischen 60° und 110° kann die Maschine eine große Leistung erreichen. Außerhalb dieses Bereiches sinkt die Motorleistung schnell (siehe Bild 4.11 und 4.12).

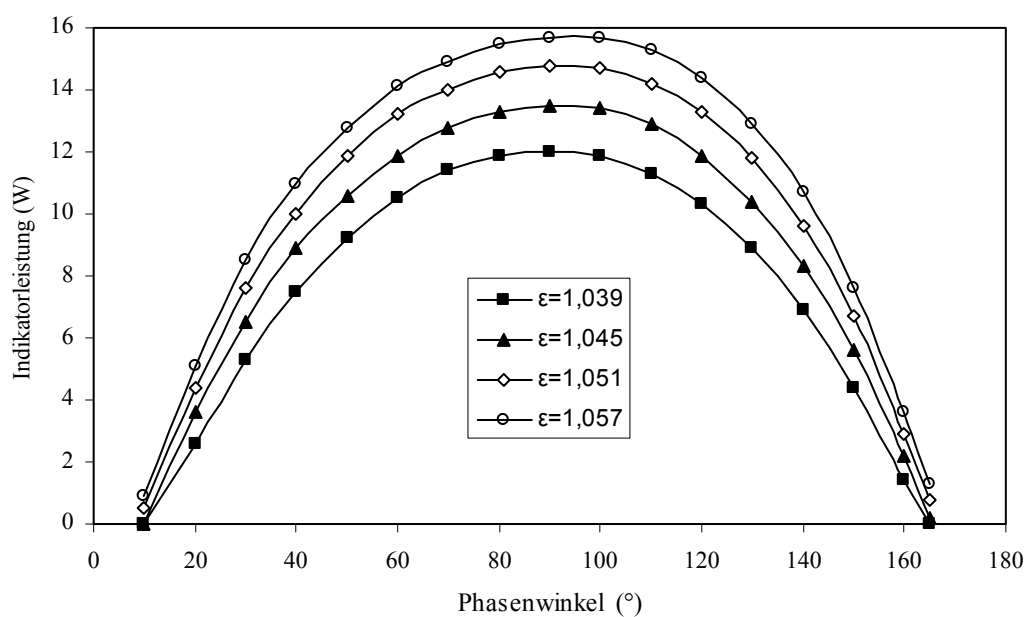


Bild 4.11 Einfluss des Phasenwinkels beim SSM-III auf die Indikatorleistung

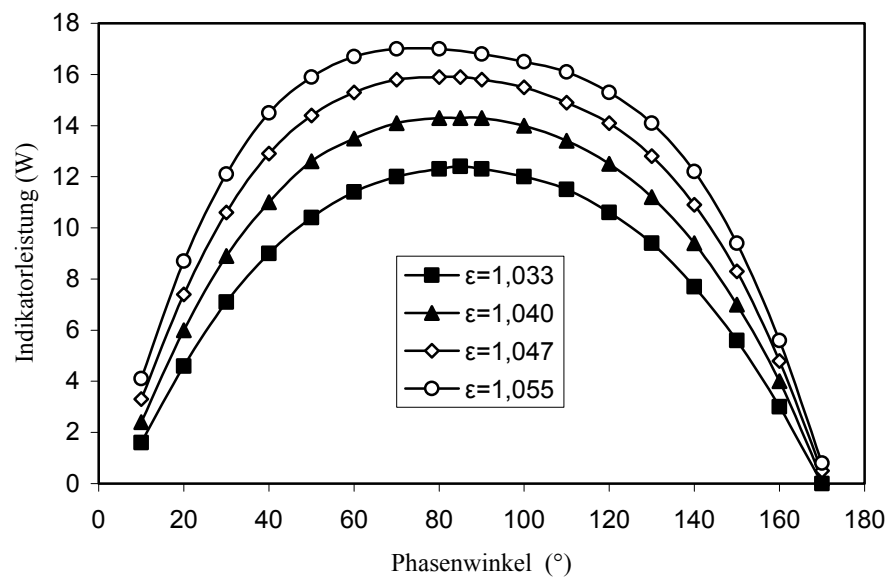


Bild 4.12 Einfluss des Phasenwinkels beim SSM-IV auf die Indikatorleistung

4.4.3 Veränderung des Verdichtungsverhältnisses

Das Verdichtungsverhältnis ist das Verhältnis von maximalem zu minimalem Arbeitsgasvolumen im Stirlingmotor. Das optimale Verdichtungsverhältnis ist von der Temperaturdifferenz des Motors abhängig (siehe Bild 4.13 und 4.14). Je höher die Temperaturdifferenz ist, desto größer ist das optimale Verdichtungsverhältnis.

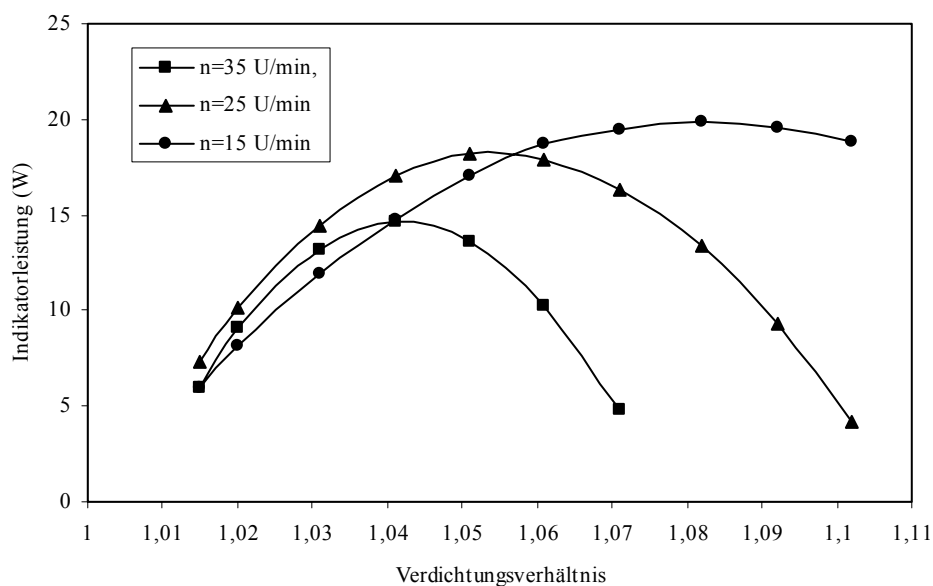


Bild 4.13 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses beim SSM-III ($\dot{q} = 800 \text{ W} / \text{m}^2$)
auf die Indikatorleistung

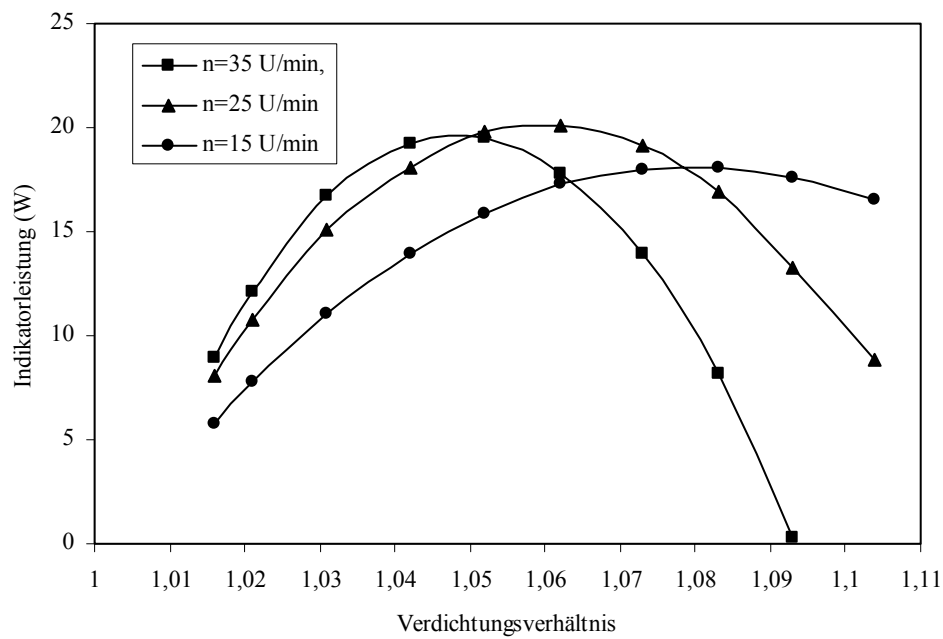


Bild 4.14 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses beim SSM-IV ($\dot{q} = 800 \text{ W} / \text{m}^2$) auf die Indikatorleistung

Nach Kolin [1] kann das ideale Verdichtungsverhältnis wie folgt beschrieben werden.

$$\varepsilon = 1 + \frac{\Delta T}{1100} \quad (4.28)$$

Nach dem Berechnungsprogramm PROSA liegen die Werte des Verdichtungsverhältnisses höher. Tabelle 4.2 zeigt die Unterschiede.

Tabelle 4.2 Ideales Verdichtungsverhältnis in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz

	n (U/min)	T_H (K)	T_K (K)	ΔT (K)	ε (ideal)	
					Kolin	PROSA
SSM-III	35	331,1	298	33,3	1,030	1,041
	25	335,1	298	37,1	1,034	1,054
	15	339,6	298	41,6	1,038	1,082
SSM-IV	35	323,5	298	25,5	1,023	1,052
	25	326	298	28	1,025	1,060
	15	328,1	298	30,1	1,027	1,080

4.4.4 Veränderung des Totvolumens

Der ideale Stirlingmotor hat kein Totvolumen. Beim realen Stirlingmotor wird sich der Gasdruck im Motor und damit die Leistung wegen des Totvolumens verringern (siehe Bild 4.15) [33]. Das Totvolumen sollte daher auf ein Minimum reduziert werden. Beim solaren NT-Stirlingmotor ist das Totvolumen besonders groß und die Temperatur-

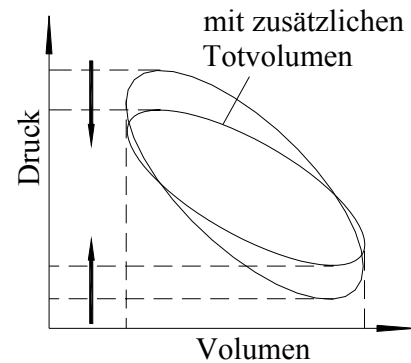


Bild 4.15 Auswirkungen des Totvolumens [33]

differenz wird reduziert. In Bild 4.16 und 4.17 ist die Motorleistung in Abhängigkeit vom Totvolumen beim SSM-III und -IV dargestellt.

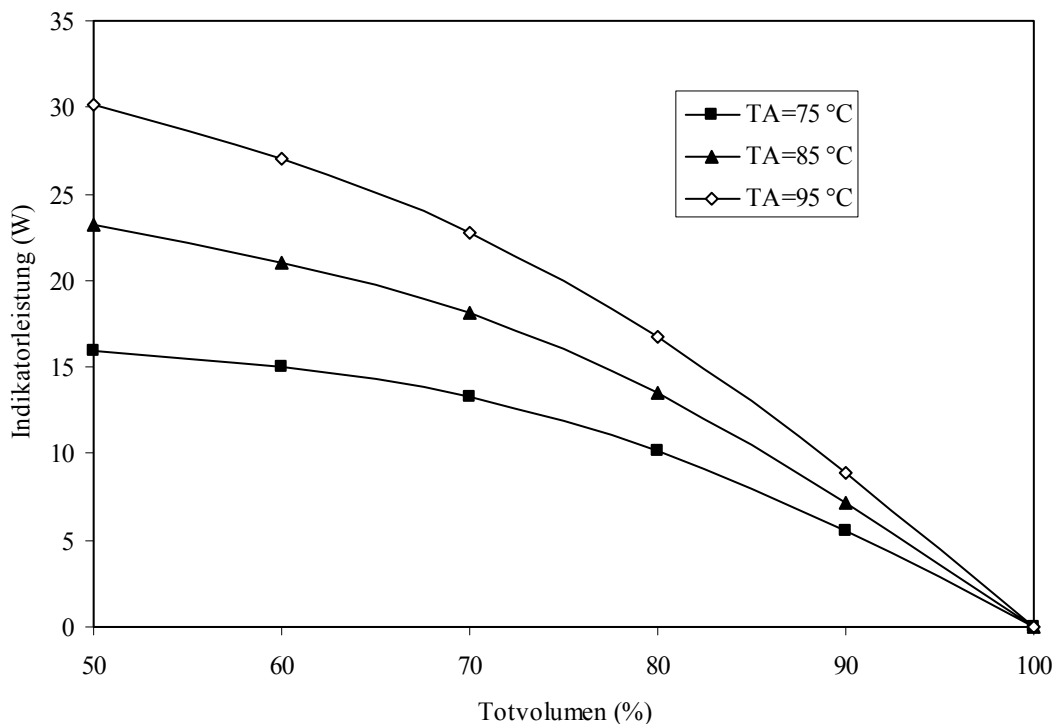


Bild 4.16 Einfluss des Totvolumens beim SSM-III auf die Indikatorleistung

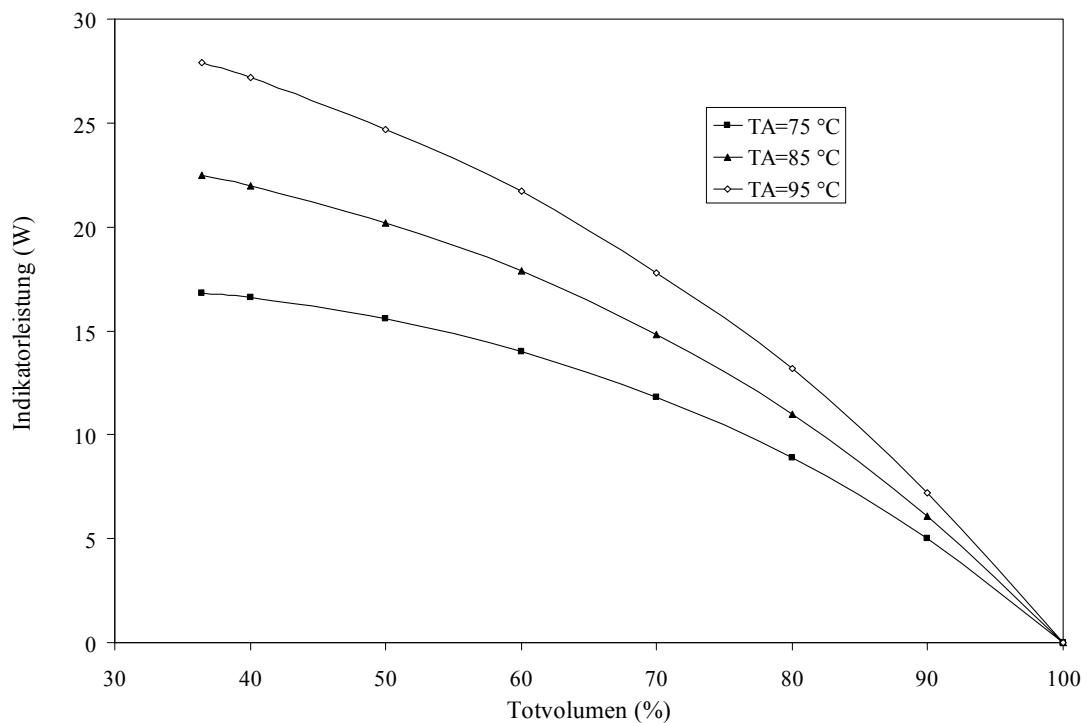


Bild 4.17 Einfluss des Totvolumens beim SSM-IV auf die Indikatorleistung

4.5 Berechnung der Motorleistung

Die Motorleistung kann nach Beale (Gl. 3.69), West (Gl. 3.70), Kolin (Gl. 3.71), der Schmidt-Theorie (Gl. 3.26, 3.27 und 3.33), der in der Dissertation hergeleiteten Gleichung 3.80 und dem Programm PROSA berechnet werden. In den Tabellen 4.3 bis 4.5 sind die Ergebnisse der Berechnungen am Beispiel von Motor SAM [21], SSM-III und SSM-IV aufgetragen.

Tabelle 4.3 Berechnung der Motorleistung für SAM

Berechnung nach	Beale	West mit F=0,35	West mit F=2	Kolin	Schmidt	Gl. 3.80	PROSA
P (W)	45,2	8,3	47,4	48,1	23,7	22,6	14,3

Ausgangsdaten: $T_K = 293 \text{ K}$; $T_H = 343 \text{ K}$; $p_m = 101,3 \text{ kPa}$; $n = 30 \text{ U/min}$;

$$V = 77 \text{ dm}^3; \Delta V = 5,95 \text{ dm}^3; V_{VBew} = 50 \text{ dm}^3; V_{TH} = 10,9 \text{ dm}^3;$$

$$V_{TK} = 4 \text{ dm}^3; V_{TA} = 2,5 \text{ dm}^3; V_R = 9,4 \text{ dm}^3; m = 0,089936 \text{ kg}; \varepsilon = 1,077.$$

Tabelle 4.4 Berechnung der Motorleistung für SSM-III

Berechnung nach	Beale	West mit $F=0,35$	West mit $F=2$	Kolin	Schmidt	Gl. 3.80	PROSA
P (W)	102,1	11,4	65,2	27,4	23,8	24,8	17,9

Ausgangsdaten: $T_K = 298 \text{ K}$; $T_H = 328 \text{ K}$; $p_m = 101,3 \text{ kPa}$; $n = 35 \text{ U/min}$;

$V = 203 \text{ dm}^3$; $\Delta V = 11,5 \text{ dm}^3$; $V_{VBew} = 95 \text{ dm}^3$; $V_{TH} = 57,2 \text{ dm}^3$;

$V_{TK} = 8,3 \text{ dm}^3$; $V_{TA} = 16 \text{ dm}^3$; $V_R = 26,5 \text{ dm}^3$; $m = 0,2372 \text{ kg}$; $\varepsilon = 1,057$.

Tabelle 4.5 Berechnung der Motorleistung für SSM-IV

Berechnung nach	Beale	West mit $F=0,35$	West mit $F=2$	Kolin	Schmidt	Gl. 3.80	PROSA
P (W)	81,9	9,2	52,3	22,8	25,3	24,1	24,6

Ausgangsdaten: $T_K = 298 \text{ K}$; $T_H = 328 \text{ K}$; $p_m = 101,3 \text{ kPa}$; $n = 35 \text{ U/min}$;

$V = 168,7 \text{ dm}^3$; $\Delta V = 9,2 \text{ dm}^3$; $V_{VBew} = 107,4 \text{ dm}^3$; $V_{TH} = 7,7 \text{ dm}^3$;

$V_{TK} = 7,7 \text{ dm}^3$; $V_{TA} = 18,7 \text{ dm}^3$; $V_R = 27,3 \text{ dm}^3$; $m = 0,1971 \text{ kg}$; $\varepsilon = 1,055$.

Wenn die Solarstrahlungsdichte bekannt ist, sind beim solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor die Heißgastemperatur und damit die Motorleistung von der Motordrehzahl abhängig. Im Kapitel 4.2 wurde die Heißgastemperatur vom SSM-III und SSM-IV berechnet und in Tabelle 4.6 dargestellt. Die entsprechende Motorleistung ist in Bild 4.18 und Tabelle 4.6 wiedergegeben.

Berechnungen nach Beale und West erweisen sich in Genauigkeit und Aussagekraft als unzureichend. Die Leistungsberechnungsformel nach Kolin stellt aufgrund idealer Randbedingungen die mögliche Maximalleistung der Stirlingmaschine dar. Der Rechnungswert nach Gleichung 3.80 entspricht annähernd dem nach der Schmidt-Theorie. Im Programm PROSA basiert die Berechnung auf den geschlossenen Lösungen der isothermen Analyse des Stirling-Prozesses. Dabei werden mehr reale Verluste berücksichtigt, so dass der Wert kleiner als nach der Schmidt-Theorie ist. Falls die Maschine mit einer kleinen Drehzahl arbeitet und ein großes Totvolumen im heißen Wärmeübertrager hat, z.B. Stirlingmotor III, gibt es die Möglichkeit, dass die Motorleistung nach PROSA größer ist als nach der Schmidt-Theorie, weil die Gastemperatur im heißen Wärmeübertrager größer ist als im heißen Zylinderraum.

Gleichung 3.80 ist eine sehr einfache Formel und eignet sich für den Niedertemperatur-Stirlingmotor. Mit dieser Formel kann statt der Anwendung der Schmidt-Theorie die Leistung des Niedertemperatur-Stirlingmotors einfach berechnet werden.

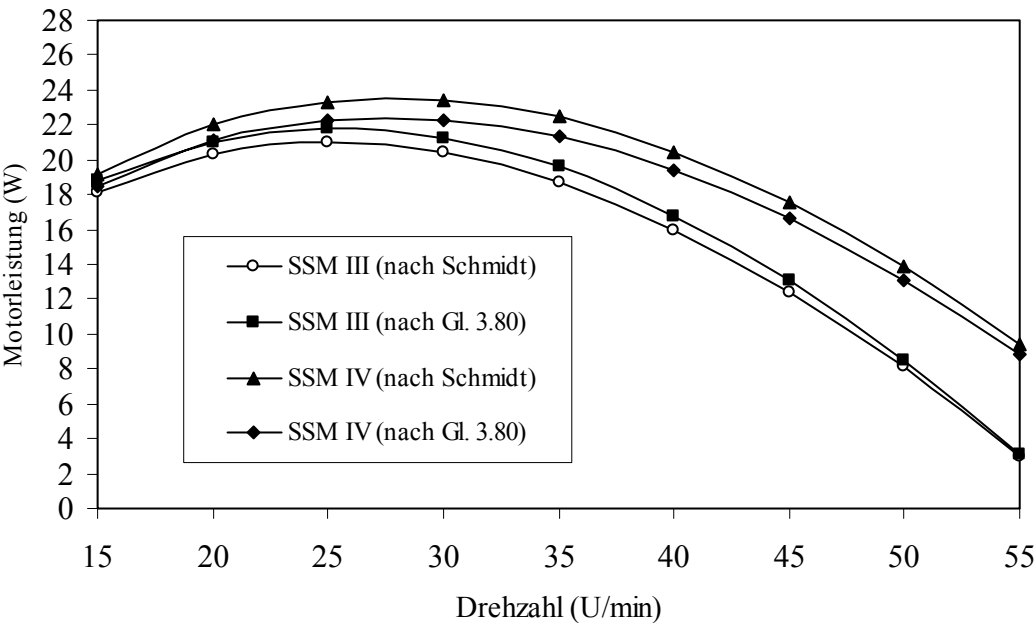


Bild 4.18 Motorleistung in Abhängigkeit von der Drehzahl

Tabelle 4.6 Heißgastemperatur und Motorleistung in Abhängigkeit von der Motordrehzahl von SSM-III und SSM-IV ohne die Abdeckfolie bei Solarstrahlungsdichte $\dot{g} = 800W / m^2$

n (U/min)	T_H (K)		P (W)							
	SSM-III	SSM-IV	SSM-III				SSM-IV			
			Schmidt	Gl. 3.80	Kolin	PROSA	Schmidt	Gl. 3.80	Kolin	PROSA
15	351,1	352,9	18,1	18,8	152	18,8	19,6	18,9	139,6	21,4
20	342,6	345,3	20,3	21	90,1	20,3	22,6	21,7	89,3	24,3
25	335	338,5	21	21,8	51,4	19,7	24,3	23,2	56	25,6
30	328	332,2	20,4	21,2	27,4	16,8	24,7	23,5	33,7	25,2
35	321,7	326,6	18,7	19,6	13,5	12	24,2	23	19,7	23,4
40	315,8	321,3	16	16,8	5,7	5	22,5	21,4	10,7	20
45	310,3	316,4	12,4	13,1	1,9	-	20,1	19	5,3	15,2
50	305,2	311,8	8,1	8,5	0,4	-	16,8	15,8	2,2	9,1
55	300,4	307,5	3	3,1	0	-	12,7	12	0,7	1,5

5. Experimentelle Untersuchungen am solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor

5.1 Messtechnik

5.1.1 Messsystem

Das Messsystem besteht aus Sensoren, einem Keithley-Messgerät und einem Computer (siehe Bild 5.1). Drei verschiedene Sensoren werden eingesetzt, um Gasdruck, Gastemperatur und den Weg des Arbeitskolbens zu bestimmen. Die Sensoren liefern ein Spannungssignal als Ausgangssignal. Mit Hilfe des Computers und des Messgerätes werden die Messsignale verarbeitet und gespeichert. Das grundsätzliche Schaltbild ist in Bild 5.2 dargestellt.

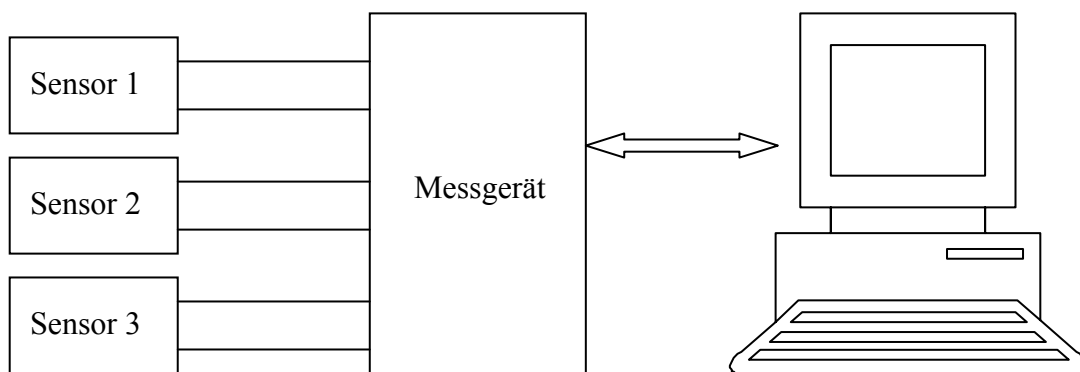


Bild 5.1 Messsystem

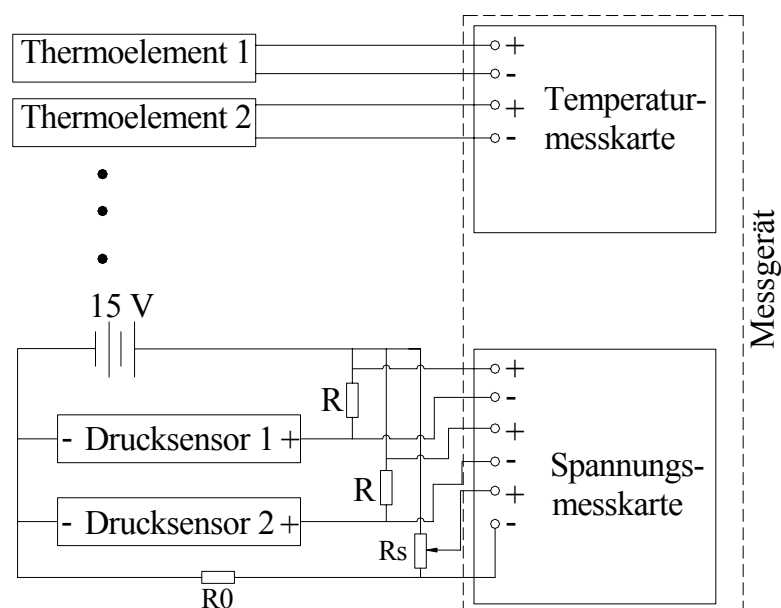


Bild 5.2 Grundsätzliches Schaltbild

Das Keithley-Messgerät ist mit einer Temperaturmesskarte mit 16 Thermoelementanschlüssen und einer Spannungsmesskarte mit 8 Spannungssignalanschlüssen ausgerüstet [31]. Mit Hilfe des Rechenprogramms ASYST können im Computer der Messprozess kontrolliert und alle Messwerte gespeichert werden.

5.1.2 Druck

Zwei Drucksensoren werden eingesetzt, um den Gasdruck zu messen. Einer ist mit dem Kaltraum und der Andere mit dem Heißraum verbunden. Der Drucksensor braucht eine Spannungsversorgung von 12-15 V und liefert einen Strom, der vom gemessenen Gasdruck abhängig ist. Seine Sensitivität beträgt 2,5 kPa/mA [32]. Mit einem Reihenwiderstand wird das Stromsignal in ein Spannungssignal umwandelt, damit das Signal an die Spannungsmesskarte angeschlossen werden kann (siehe Bild 5.2).

5.1.3 Temperatur

Beim solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor ist die Gastemperatur im Bereich von 10 bis 100°C. Zur Bestimmung der Gastemperaturen werden im Stirlingmotor Thermoelemente vom Typ K eingesetzt. Um schnell reagieren zu können, werden schmale Thermoelemente, bei denen die Diffusionszeit geringer ist, verwendet. An der TU Dresden wurden dazu haarfeine Thermoelemente hergestellt. Ihre Drahtdicke beträgt lediglich 0,1 mm. Die Materialpaarung besteht aus Nickel/Chrom-Nickel.

Beim Stirlingmotor III und IV werden 13 Thermoelemente eingesetzt. Die 13 ausgewählten interessanten Messpunkte sind in Bild 5.3 zu erkennen. Beim Stirlingmotor III befinden sich die Thermoelemente 1 bis 6 sowie 11 im Heißraum und die Thermoelemente 7 bis 10 im Kaltraum. Beim Stirlingmotor IV befinden sich die Thermoelemente 1 bis 6 im Heißraum und die Messpunkte 7 bis 10 sowie 11 im Kaltraum. Thermoelemente 12 und 13 sind separat am Wasserein- und -ausgang angeordnet.

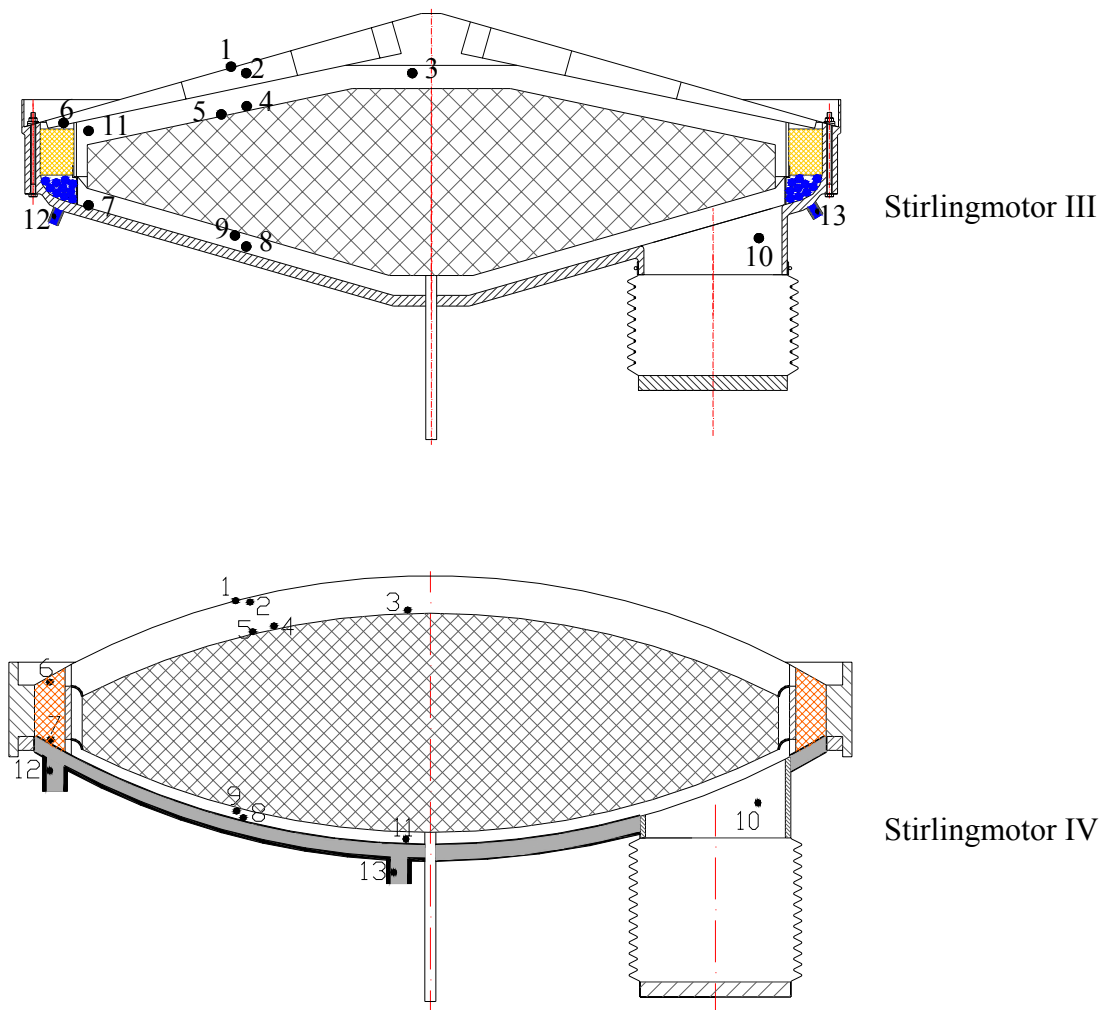


Bild 5.3 Messpunkte der Temperatur

5.1.4 Wegmessung des Arbeitskolbens

Die Bewegung des Arbeitskolbens muss ebenfalls gemessen werden, um das p-V Diagramm darstellen zu können. Die vom Spannungsgerät gelieferte Spannung von 15 V wird durch den Widerstand R_0 (siehe Bild 5.2) auf 10 V reduziert (Maximalwert für die Messkarte). Eine Kopplung der Bewegung des Arbeitskolbens mit dem veränderlichen Schiebewiderstand R_S liefert abhängig von der Position des Arbeitskolbens ein Spannungssignal an die Spannungsmesskarte.

Durch die Zwangskopplung von Verdränger und Arbeitskolben ist die Position beider Kolben bestimmbar.

5.1.5 Mechanische Leistung

Die mechanische Belastung wird über die Reibung zwischen einem Lederband und einer Scheibe an der Kurbelwelle realisiert. Das Prinzip wird in Bild 5.4 erklärt. Das Lederband wird auf der Scheibe (Durchmesser d) gelegt und mit dem Dynamometer verbunden.

Die Reibungskraft F_R an der Scheibe ergibt sich zu

$$F_R = F_G - F_D. \quad (5.1)$$

Damit kann man die mechanische Belastung an der Welle erhalten:

$$P_M = \pi \cdot F_R \cdot d \cdot n / 60 \quad (5.2)$$

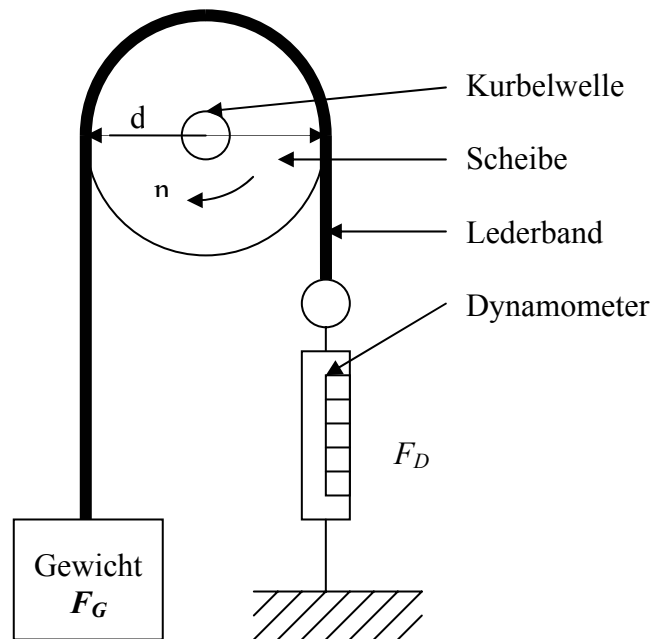


Bild 5.4 Prinzip der mechanischen Belastung

5.2 Simulationsversuch mit einem Regeneratortestgerät

5.2.1 Regeneratortestgerät

Um verschiedene Ausführungen des Absorbers zu untersuchen, wurde ein vorhandenes Regeneratortestgerät für die spezifischen Anforderungen dieser Arbeit umgebaut. Bild 5.5 zeigt die schematische Darstellung der umgebauten Apparatur.

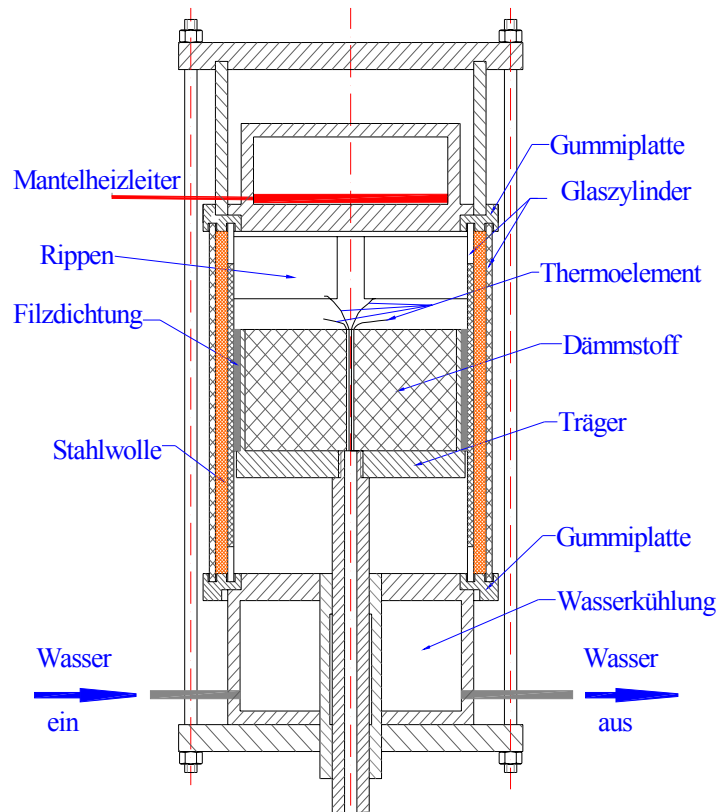


Bild 5.5 Schematische Darstellung des umgebauten Regeneratortestgeräts

Das Testgerät besteht aus zwei Glaszylindern, in deren Inneren sich ein Kolben auf- und abbewegt. Zwischen den Glaszylindern werden die Regeneratormaterialien eingesetzt. Auf das obere Ende der Glaszylinder ist die Mantelheizung aufgesetzt. Am unteren Ende der Glaszylinder ist die Kühlung mit Wasser untergebracht. Die technischen Daten sind wie folgend dargestellt:

Innendurchmesser des Innenglaszylinder:	95 mm
Aussendurchmesser des Innenglaszylinder:	100 mm
Innendurchmesser des Außenglaszylinder:	115 mm
Aussendurchmesser des Innenglaszylinder:	120 mm
Kolbenhub:	80 mm
Kolbenbewegungsfrequenz:	$0,5 \text{ s}^{-1}$
Heizspannung:	8,65 V

5.2.2 Versuchsergebnisse

Der Simulationsversuch wurde mit folgenden fünf Absorbervarianten durchgeführt (siehe Bild 5.6):

1. Flächeabsorber;
2. Flächenabsorber mit Rippen;
3. Flächenabsorber mit Rippen und Leitblech;
4. Flächenabsorber mit Spiralfeder;
5. Flächenabsorber mit Drahtnetz und Leitblech.

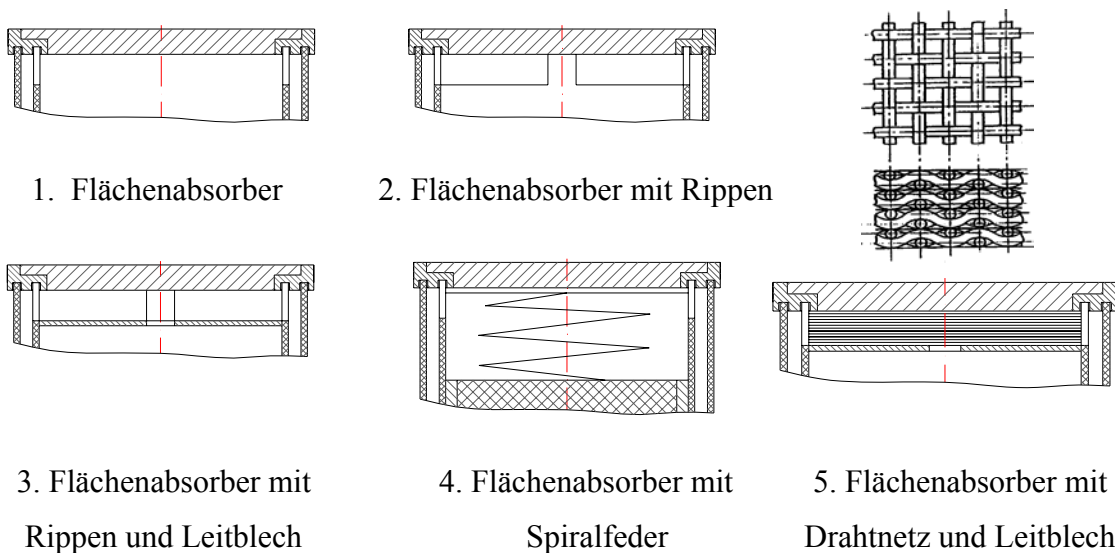


Bild 5.6 Absorbervarianten

In Bild 5.7 und 5.8 sind die Versuchsergebnisse dargestellt.

Bei der Variante „Flächenabsorber“ ist die Gastemperatur des Heißraumes am höchsten und bei der Variante „Flächenabsorber mit Drahtnetz und Leitblech“ besonders niedrig. Außer der Variante „Flächenabsorber mit Drahtnetz und Leitblech“ hat die Gastemperatur des Kaltraums sehr geringe Unterschiede.

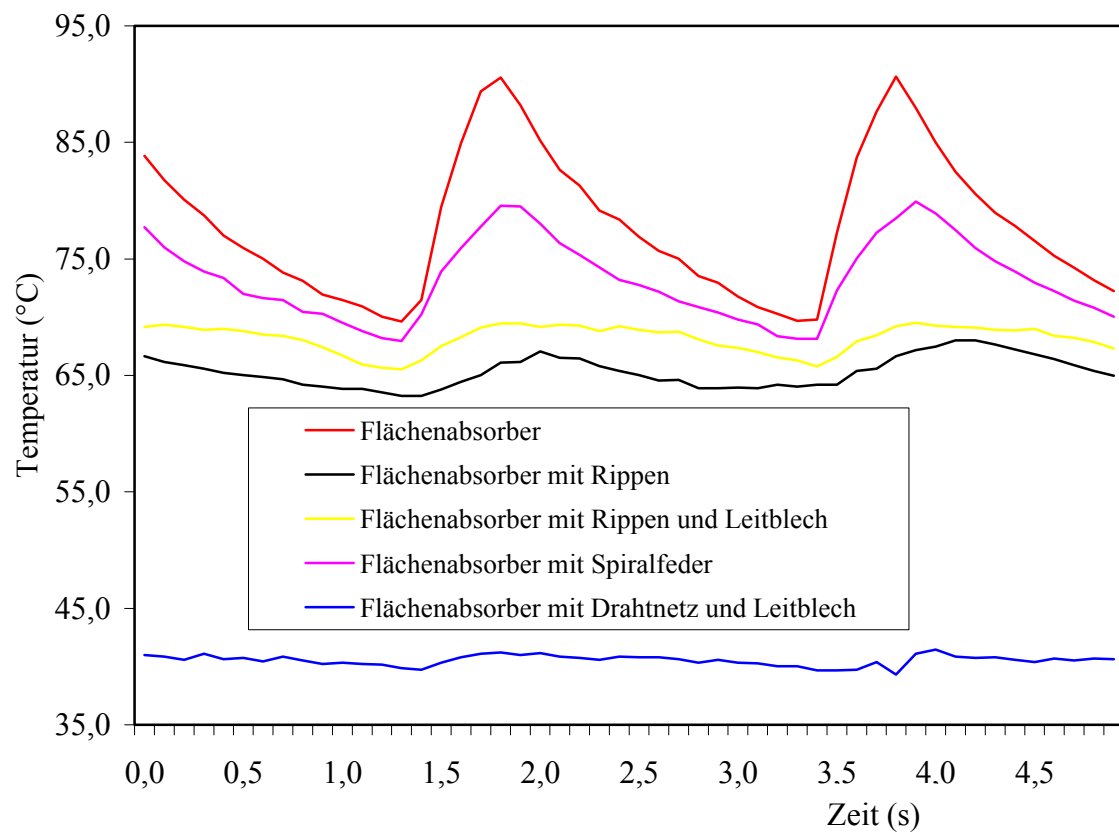


Bild 5.7 Gastemperatur des Heißraums

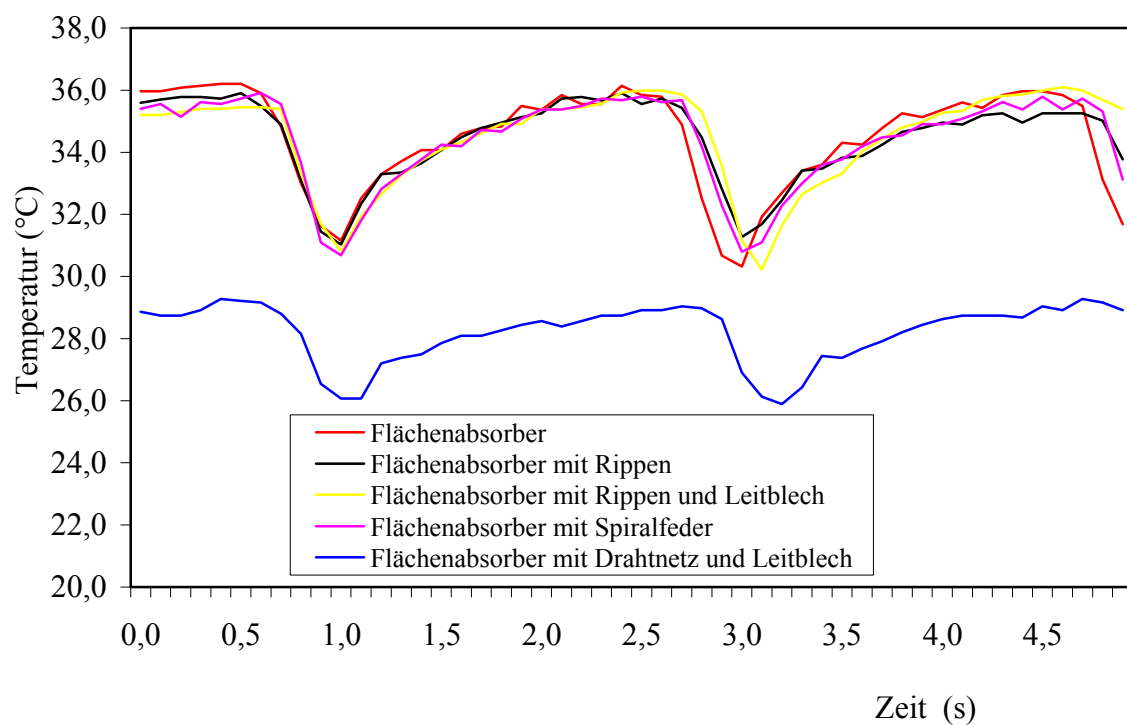


Bild 5.8 Gastemperatur des Kaltraums

5.3 Experimentelle Untersuchungen an den Stirlingmotoren III und IV

Die für den Betrieb des Stirlingmotors notwendige Zuführung von Solarenergie wird über 9 Halogenstrahler mit jeweils 500 W bereitgestellt. Die durchschnittliche Strahlungsdichte beträgt ca. 800 W/m².

Mit Hilfe eines Kaltwasseranschlusses ist die bei der Kompression entstehende Wärme abführbar. Die Kühlung erfolgt mit einem Volumenstrom von ca. 3,5 l/min. Dieser ist durch den Anschluss einer handelsüblichen Wasseruhr einstell- und kontrollierbar.

5.3.1 Gültigkeit des Rechenmodells für die Solarenergieumwandlung

Der Absorber kann die Solarstrahlung aufnehmen und in Wärme umwandeln. Im Kapitel 4.2 wurden die Absorber- und Heißgastemperatur ausführlich berechnet. Ein Vergleich zwischen den experimentellen und berechneten Werten erfolgt in den Bildern 5.9 bis 5.12 und Tabellen 5.1 und 5.2.

Es wird deutlich, dass beim Stirlingmotor III und IV die Differenz zwischen der berechneten und der gemessenen Absorber- und Heißgastemperatur im Bereich von 5% liegt. Das bedeutet, dass das Rechenmodell für die Solarenergieumwandlung für den solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor gültig ist.

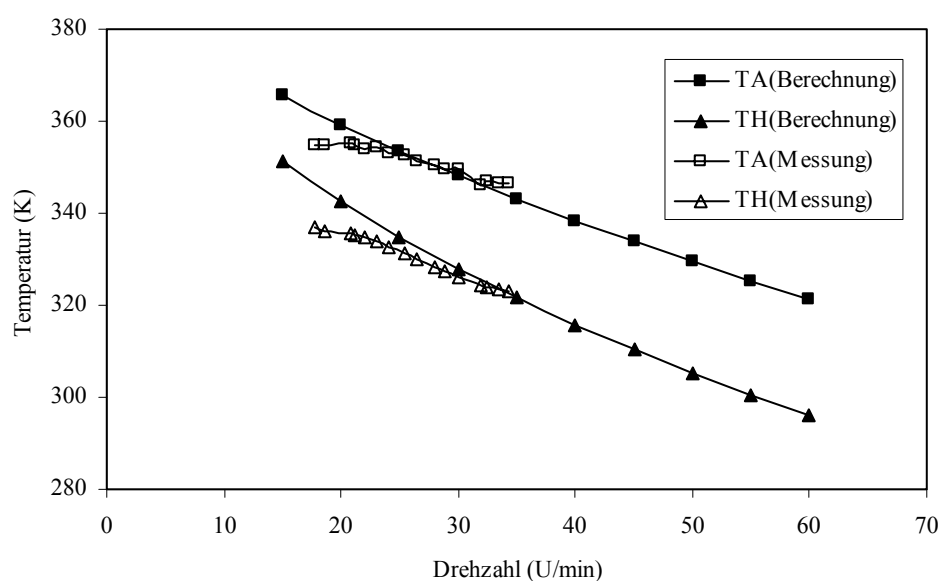
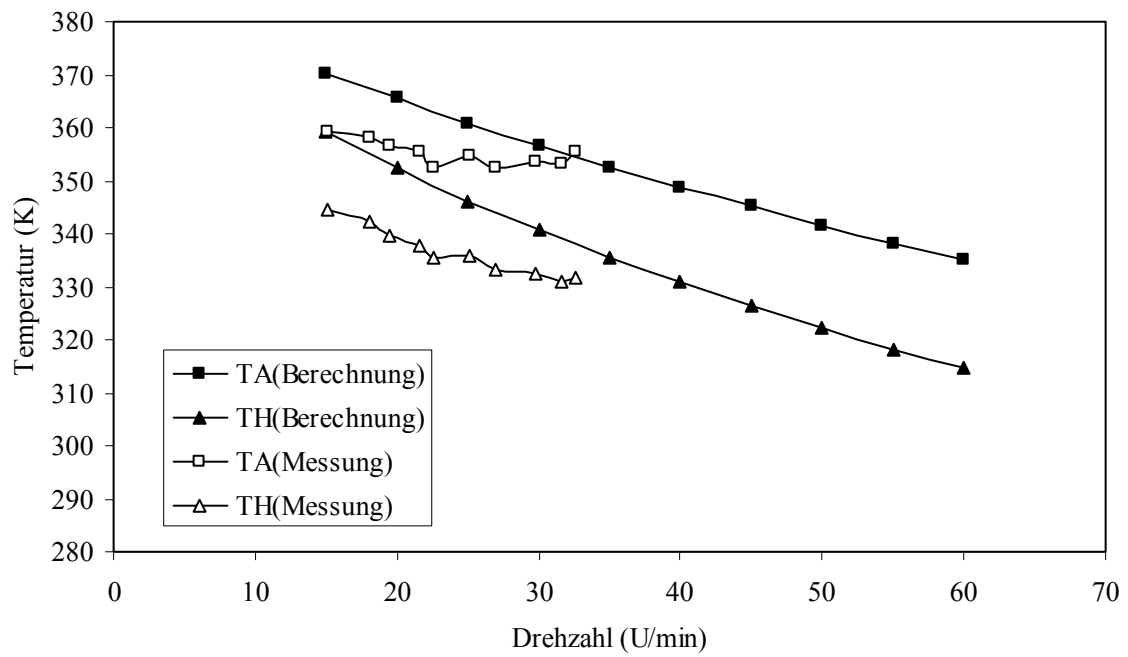
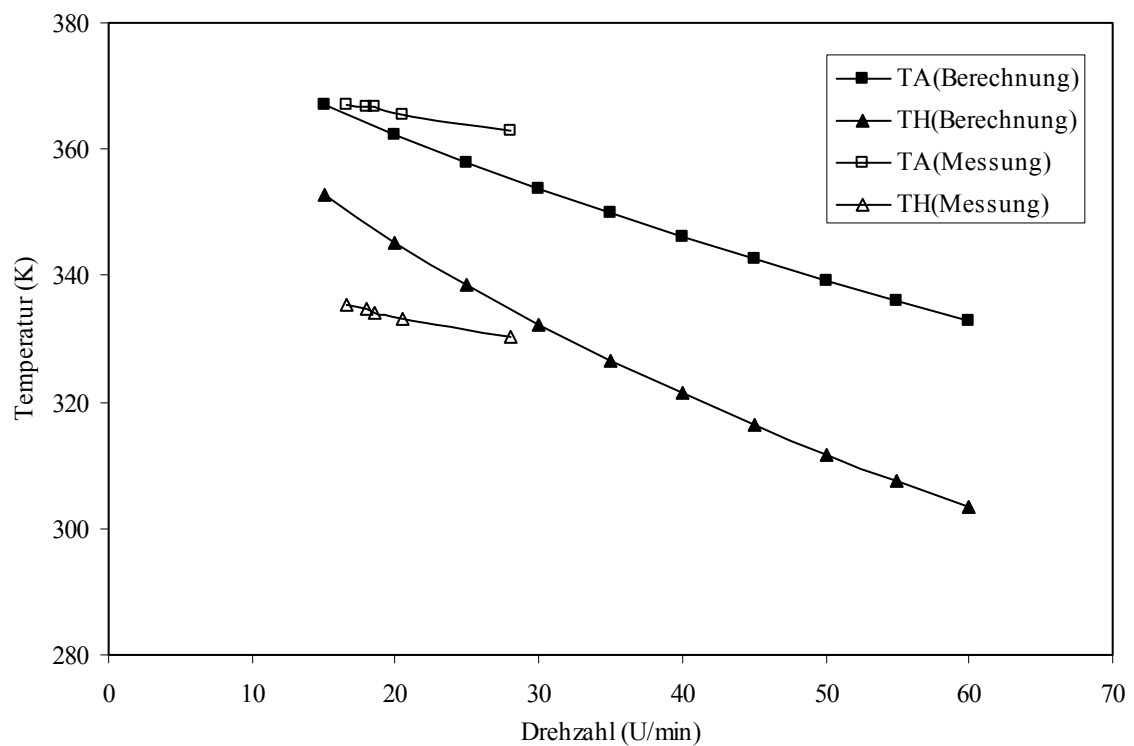


Bild 5.9 Absorber- und Heißgastemperatur beim Stirlingmotor III mit $\varepsilon = 1,057$

Bild 5.10 Absorber- und Heißgastemperatur beim Stirlingmotor III mit $\varepsilon = 1,039$ Bild 5.11 Absorber- und Heißgastemperatur beim Stirlingmotor IV mit $\varepsilon = 1,055$

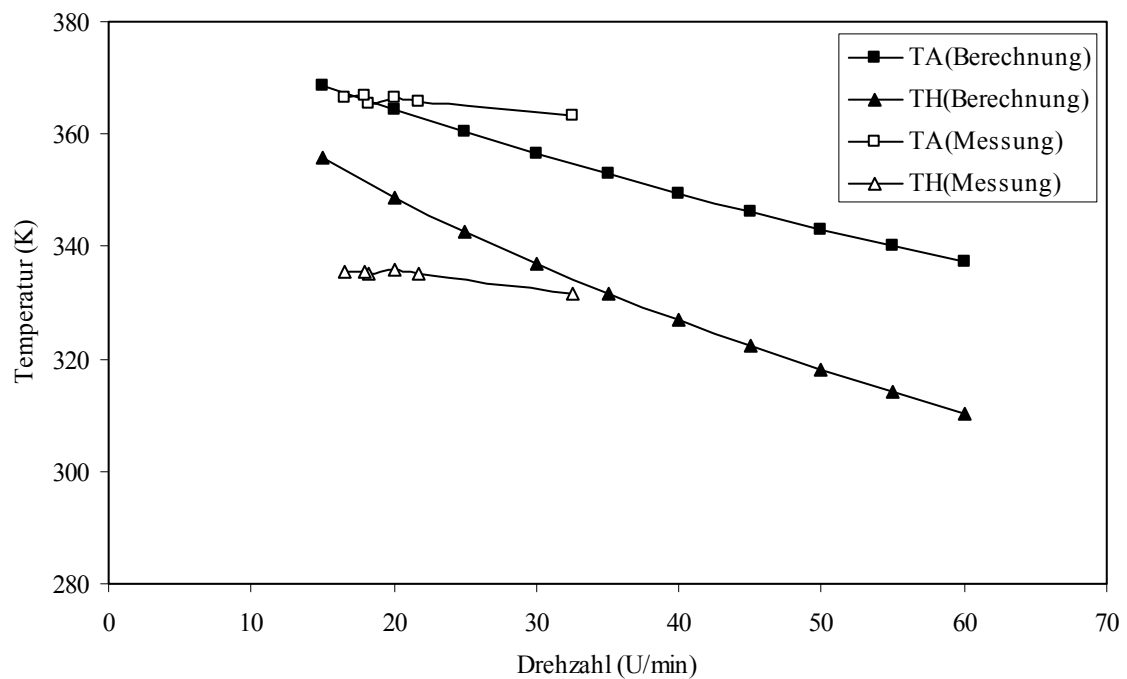


Bild 5.12 Absorber- und Heißgastemperatur beim Stirlingmotor IV mit $\varepsilon = 1,047$

Tabelle 5.1 Absorber- und Heißgastemperatur beim Stirlingmotor III

ε	n (U/min)	T_A (K)			T_H (K)		
		Berechnung	Messung	Differenz (%)	Berechnung	Messung	Differenz (%)
1,057	34,3	343,9	346,6	0,8	322,5	323,2	0,2
1,057	32	346,2	346,2	0	325,4	324,3	0,3
1,057	30	348,2	349,6	0,4	328	326,1	0,6
1,057	28	350,4	350,4	0	330,7	328,3	0,7
1,057	25,5	353,1	352,8	0,1	334,2	331,1	0,9
1,057	22	357	353,9	0,9	339,4	334,6	1,4
1,057	18,6	361	354,7	1,8	344,9	336,2	2,6
1,039	32,6	354,5	355,3	0,2	337,9	331,6	1,9
1,039	29,8	356,8	353,6	0,9	340,9	332,5	2,5
1,039	25,1	360,8	354,9	1,7	346,1	335,7	3,1
1,039	21,6	364	355,6	2,4	350,3	337,7	3,7
1,039	18	367,4	358,3	2,5	355	342,4	3,7
1,045	33,2	350,9	352,8	0,5	332,7	327,4	1,6
1,051	34	347,1	348,6	0,4	327,2	324,3	0,9

Tabelle 5.2 Absorber- und Heißgastemperatur beim Stirlingmotor IV

ε	n (U/min)	T_A (K)			T_H (K)		
		Berechnung	Messung	Differenz (%)	Berechnung	Messung	Differenz (%)
1,055	28	355,4	363	2,1	334,7	330,3	1,3
1,055	20,5	361,9	365,5	1,0	344,6	333,3	3,4
1,055	18	364,2	366,8	0,7	348,2	334,7	4,0
1,047	32,6	354,6	363,2	2,4	334,1	331,5	0,8
1,047	20	364,3	366,4	0,6	348,8	335,7	3,9

5.3.2 p - V Diagramm und Temperaturverlauf

Nach der Schmidt-Theorie ist der Arbeitsgasdruck in Abhängigkeit vom Arbeitsvolumen berechenbar (siehe Kapitel 3.3.3). Ein Vergleich zwischen Messung und Berechnung des p - V Diagramms beim Stirlingmotor III und IV ist in Bild 5.13 und 5.14 dargestellt. Wegen der in Kapitel 3.2 geschriebenen Verluste ist die bei Stirlingmotoren realisierte Fläche des Indikatordiagramms (innere Arbeit) wesentlich kleiner als die berechnete. Beim Stirlingmotor IV ist das besonders deutlich.

Die Temperaturverläufe sind von 13 Thermoelementen bestimmt worden und im Bild 5.15 und 5.16 angezeigt. Über die Zeit ist die Absorbtemperatur konstant. Die Schwingung der Gastemperatur auf der heißen und kalten Seite ist beim Stirlingmotor III größer als IV. Weil sich der Verdränger bei Stirlingmotor IV bis zur Absorberunterseite bewegen kann, ist die Gastemperatur im Messpunkt 2 deutlich hoch.

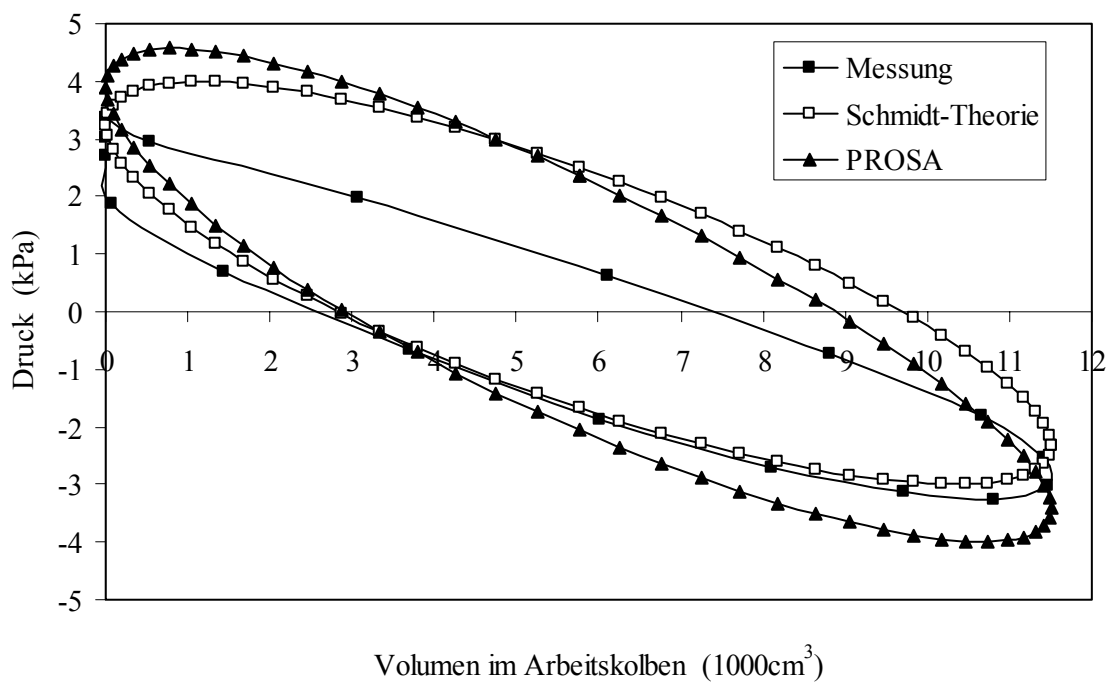


Bild 5.13 p - V Diagramm beim Stirlingmotor III mit
 $\varepsilon = 1,057$ $T_H = 50,2^\circ\text{C}$ $T_K = 25^\circ\text{C}$ $n = 34,3$ U/min

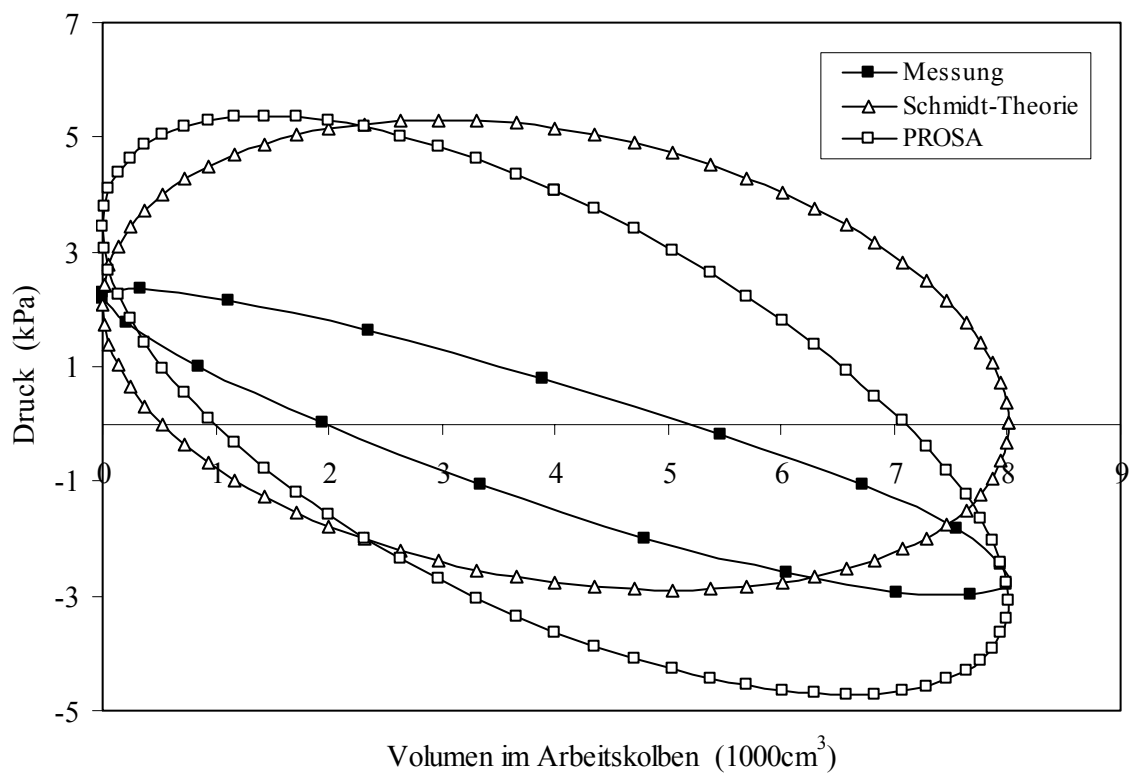


Bild 5.14 p - V Diagramm beim Stirlingmotor IV mit
 $\varepsilon = 1,047$ $T_H = 58,5^\circ\text{C}$ $T_K = 25^\circ\text{C}$ $n = 32,6$ U/min

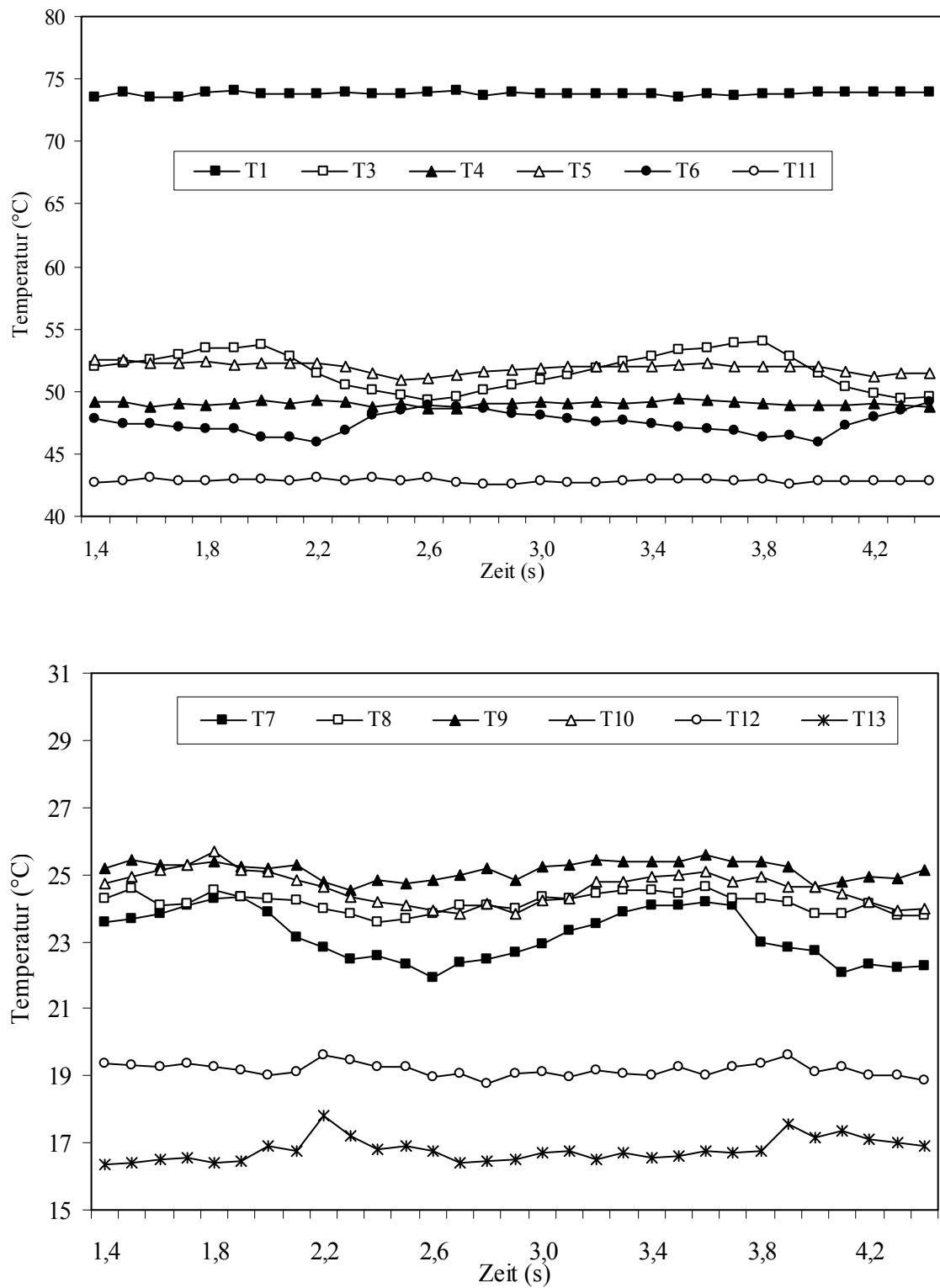


Bild 5.15 Temperaturverlauf im Stirlingmotor III mit

$$\varepsilon = 1,057 \quad T_H = 49 \text{ °C} \quad T_K = 25 \text{ °C} \quad n = 34,3 \text{ U/min}$$

Angabe zu Temperaturmessungsstelle siehe Bild 5.3

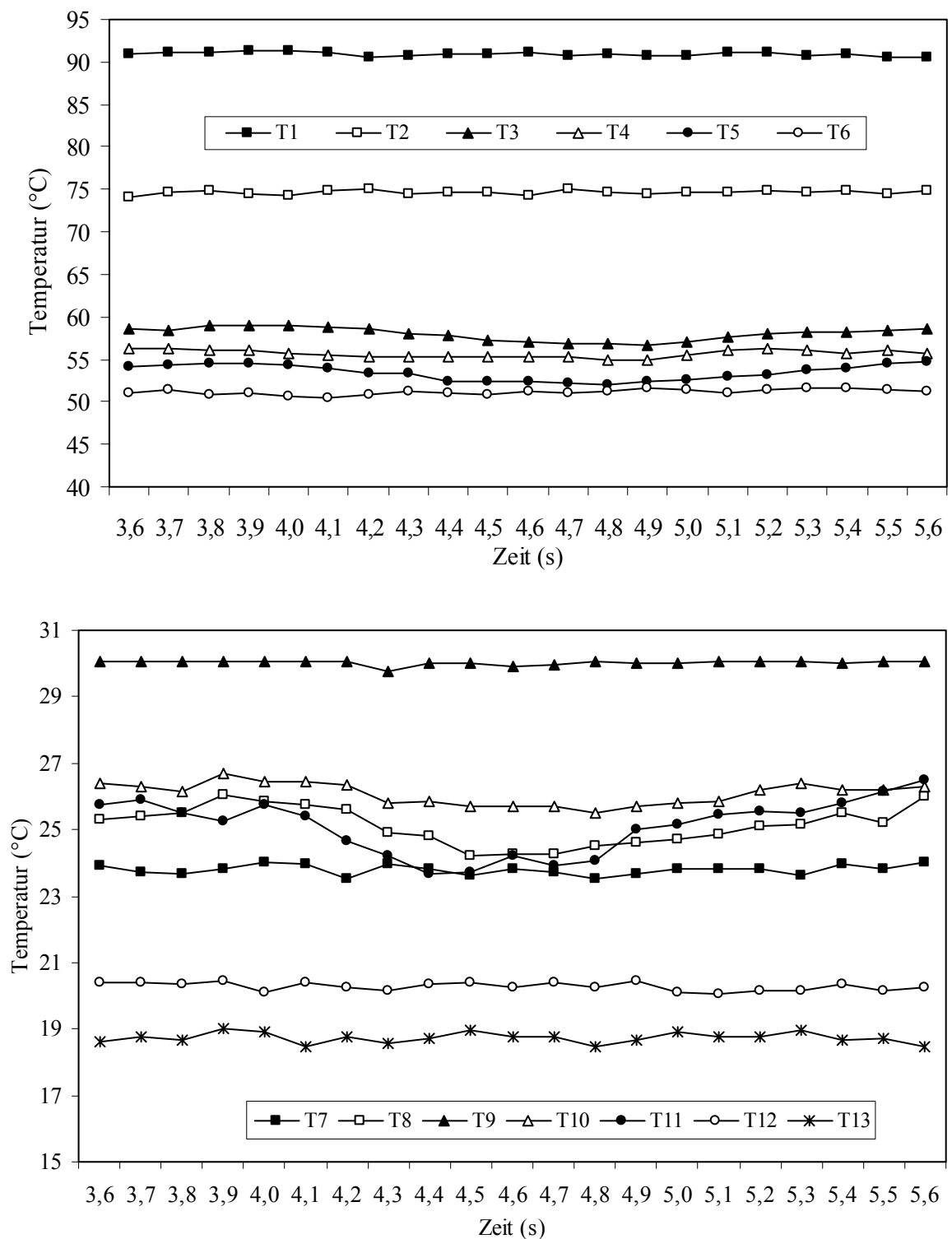


Bild 5.16 Temperaturverlauf im Stirlingmotor IV mit

$$\varepsilon = 1,047 \quad T_H = 58,5 \text{ °C} \quad T_K = 25 \text{ °C} \quad n = 32,6 \text{ U/min}$$

Angabe zu Temperaturmessungsstelle siehe Bild 5.3

5.3.3 Mechanische Verluste

Beim solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor spielen die mechanischen Verluste eine wichtige Rolle. Mit kleinen mechanischen Verlusten kann die effektive mechanische Leistung wesentlich erhöht werden. Die mechanischen Verluste werden von Lagern, Hebeln, Führungen, Faltenbalg und Dichtungen verursacht. Die Ergebnisse der Untersuchungen werden in Tabelle 5.3 zusammenfasst.

Tabelle 5.3 Mechanische Verluste bei $n = 30 \text{ U/min}$

Verluste aus (W)		Stirlingmotor III	Stirlingmotor IV
Kurbelwelle		0,31	0,31
Faltenbalg	1 mm Wandstärke	0,94	0,75
	1,5 mm Wandstärke	1,5	1,2
	2 mm Wandstärke	2,53	2,03
Verdränger (Führung und Dichtung)		1,41	0,50
Summe	mit 1 mm Wandstärke Faltenbalg	2,66	1,56
	mit 1,5 mm Wandstärke Faltenbalg	3,22	2,01
	mit 2 mm Wandstärke Faltenbalg	4,25	2,84

5.3.4 Strömungsverluste

Die Strömungsverluste entstehen durch das Strömen des Arbeitsgases über die Oberfläche des Absorbers und des Kühlers sowie das Hindurchströmen durch den Regenerator. Hinsichtlich der großen Oberfläche des Verdrängers bilden die Strömungsverluste einen großen Teil der Maschinenverluste. Um den Druckunterschied zu messen, werden zwei Drucksensoren, die den Heißraum- und Kaltraumdruck separat vermessen, angewendet. Im Bild 5.17 sind der Druckunterschied Δp sowie das bewegte Volumen des Verdrängers und des Arbeitskolbens gestellt. Wenn das Arbeitskolbenvolumen minimal ist, ist die Druckdifferenz maximal.

Der Druckunterschied ist von der Drehzahl der Maschine abhängig. Je schneller der Stirlingmotor läuft, desto größer sind der Druckunterschied und damit die Strömungsverluste (siehe Bild 5.18 bis 5.20). Bild 5.20 zeigt den Einfluss der Drehzahl auf die Strömungsverluste. Falls die Maschine mit einer Drehzahl < 25 U/min läuft, werden die Strömungsverluste wesentlich geringer.

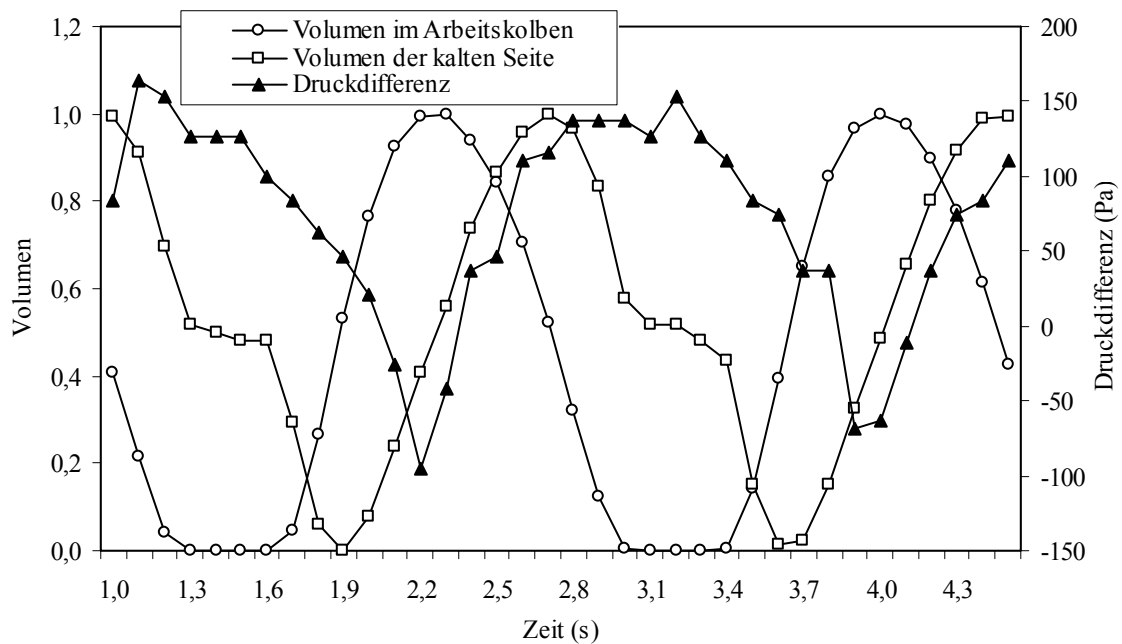


Bild 5.17 Druckdifferenz beim Stirlingmotor III ($\varepsilon = 1,057$, $n = 34,3$ U/min)

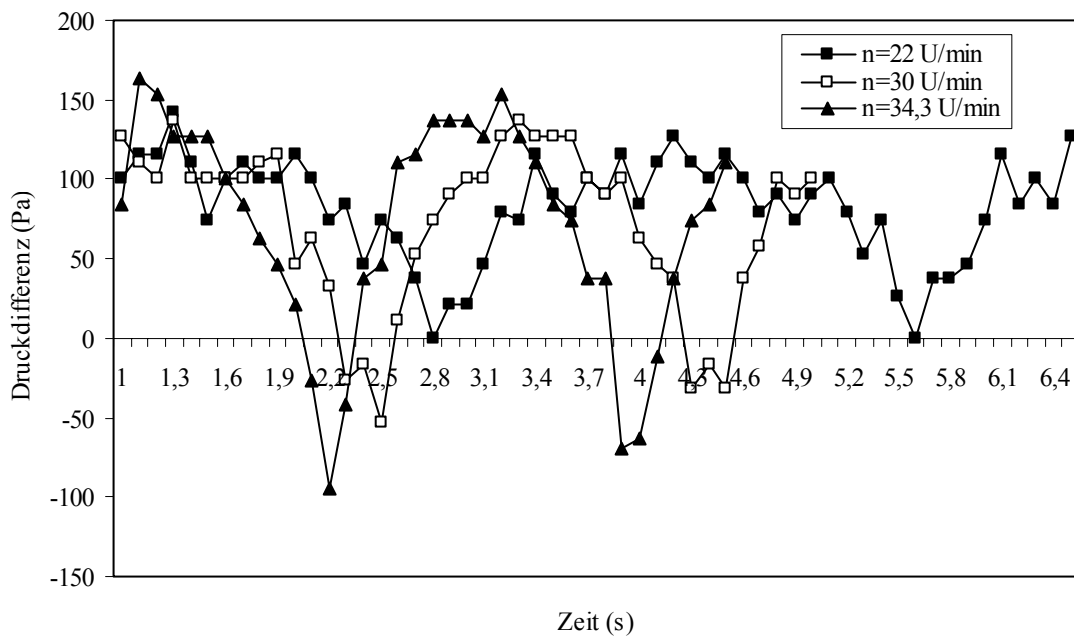


Bild 5.18 Druckdifferenz beim Stirlingmotor III mit verschiedenen Drehzahlen ($\varepsilon = 1,057$)

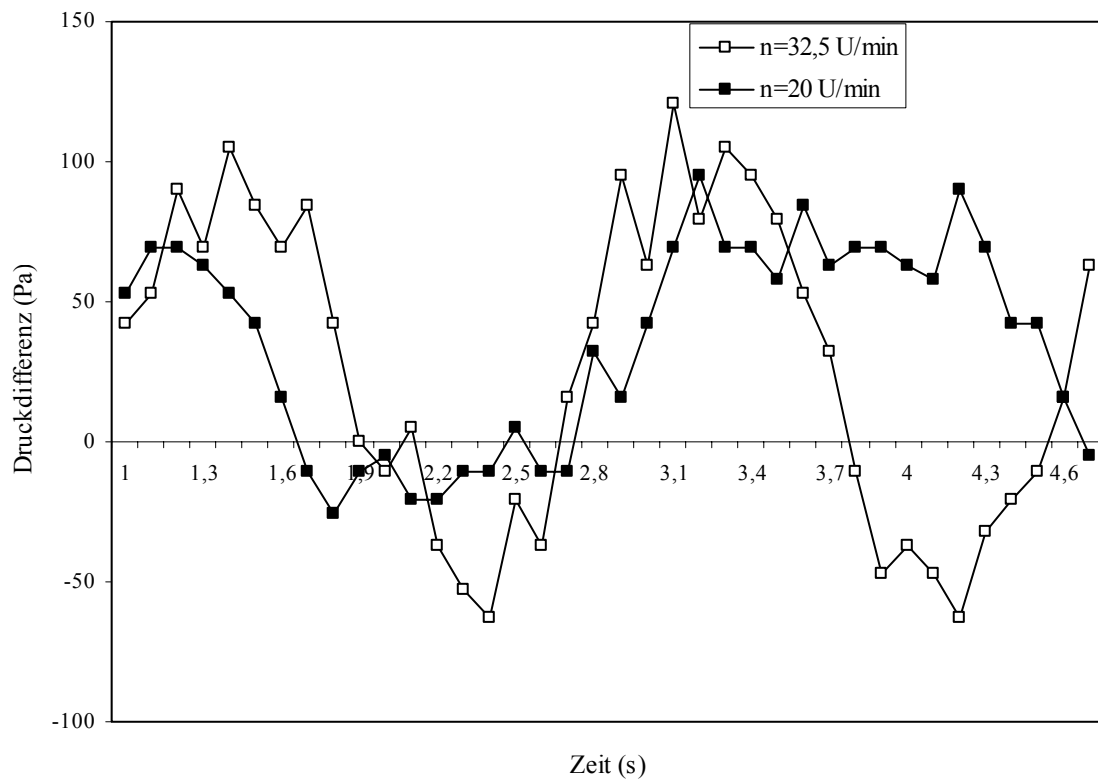


Bild 5.19 Druckdifferenz beim Stirlingmotor IV mit verschiedenen Drehzahlen ($\varepsilon = 1,047$)

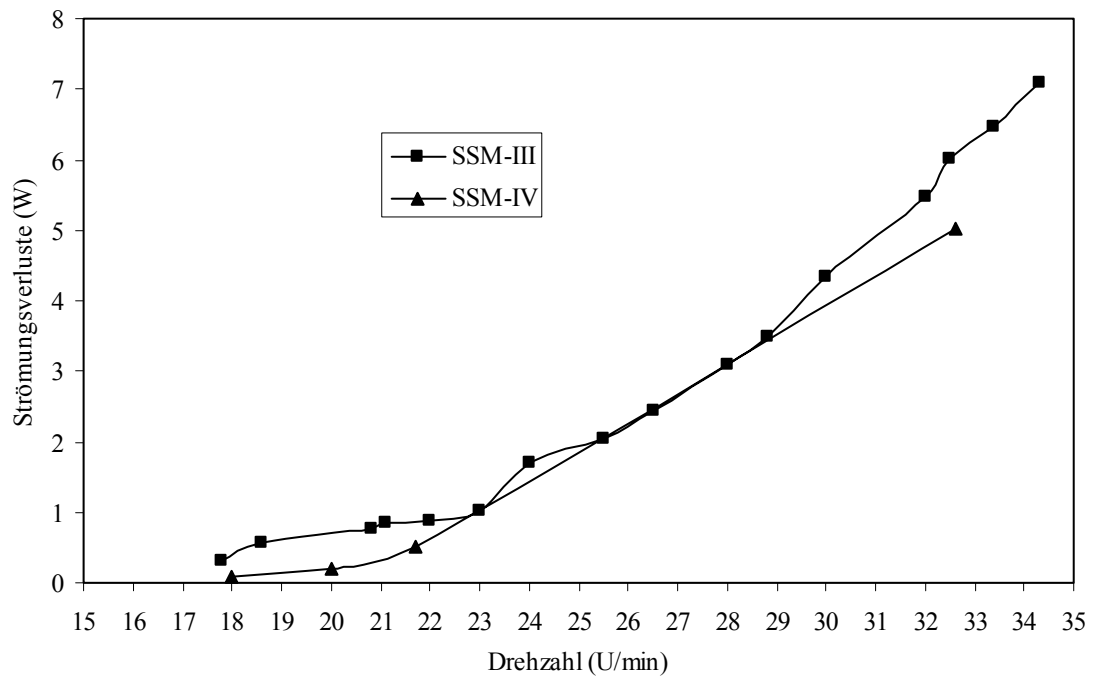


Bild 5.20 Strömungsverluste in Abhängigkeit von der Drehzahl der Maschine

5.3.5 Regeneratoruntersuchungen am Stirlingmotor III

Zur Regeneratoruntersuchung werden drei verschiedenen Regeneratormaterialien, Stahlwolle, Alu-Bienenwabe und Drahtgewebe, eingesetzt (siehe Bild 5.21). Erste Untersuchungen zeigen, dass die Maschine ohne Regenerator nicht laufen kann.

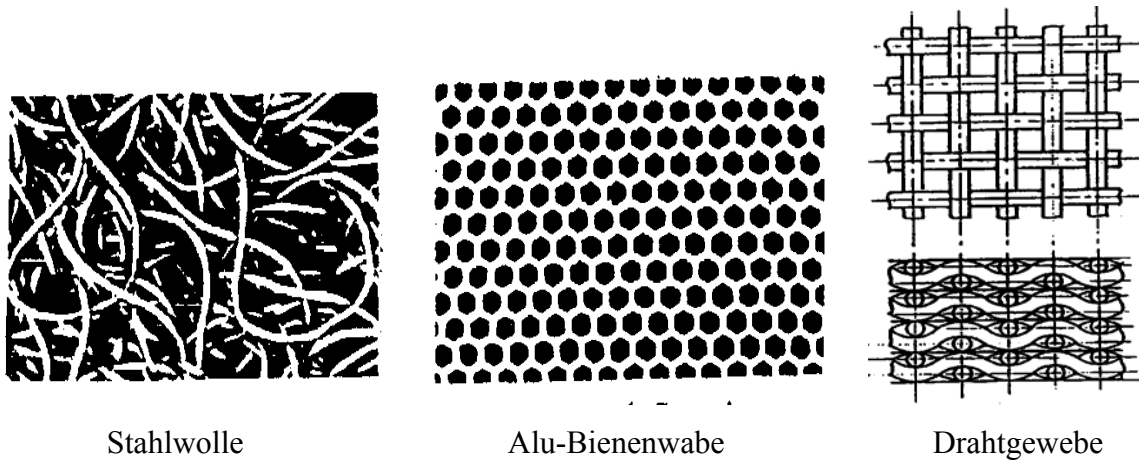


Bild 5.21 Drei verschiedene Regeneratormaterialien [9]

Beim solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor ist die Anforderung „große Oberfläche“ am wichtigsten. Die Ergebnisse der Untersuchungen mit verschiedenen Regeneratormaterialien werden in Tabelle 5.4 und Bild 5.22 dargestellt.

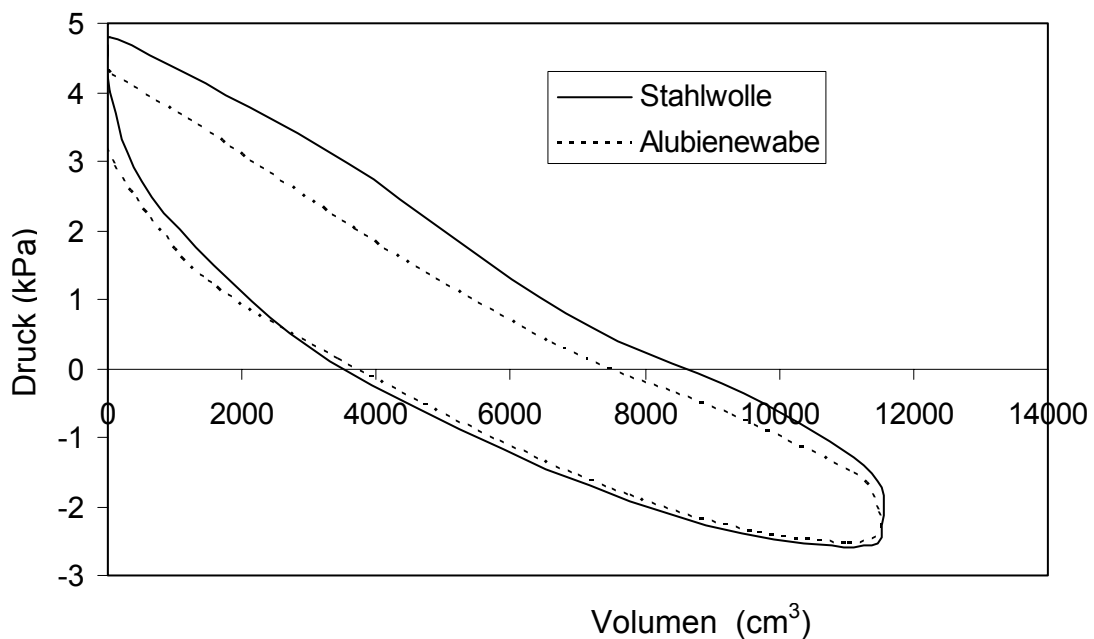


Bild 5.22 p - V Diagramme mit verschiedenen Regeneratormaterialien ($\varepsilon = 1,057$)

Tabelle 5.4 Untersuchungen mit verschiedenen Regeneratormaterialien

	Drehzahl (min ⁻¹)	Absorbertemperatur (°C)	Gastemperatur auf heißer Seite (°C)	Indikatorleistung (W)
Alu- Bienenwabe	35	71,7	53,5	11,1
Drahtgewebe	34	72	53,1	10,4
Stahlwolle	41	73,5	55,7	17,5

5.3.6 Reduzierung der Konvektionsverluste

Vom Absorber wird die Solarstrahlung absorbiert, d. h. er hat eine höhere Temperatur als die Umgebung. Dadurch entstehen Wärmeverluste durch Konvektion und Wärmestrahlung an die Umgebung. Die Absorberoberfläche muss einen niedrigen Emissionsgrad aufweisen, um die Abstrahlungsverluste zu vermindern. Die Konvektionsverluste können durch eine transparente Abdeckfolie reduziert werden. Bereits im Labor hat die freie Konvektion großen Einfluss. Ein Vergleich ohne und mit Abdeckungsfolie wird in Tabelle 5.5 gezeigt. Es wird deutlich, dass beim Motor mit Abdeckungsfolie die Leistung um ca. 50% ansteigen kann. Die Maschine sollte mit Folie in Betrieb eingesetzt werden.

Tabelle 5.5 Funktion der Abdeckungsfolie

		Drehzahl (U/min)	Absorber- temperatur (°C)	Gastemperatur auf heißer Seite (°C)	Indikator- leistung (W)	mechanische Leistung (W)
Stirlingmotor III ($\varepsilon = 1,057$)	ohne Folie	41	73,5	55,7	17,5	0
	mit Folie	47	87,6	60,4	26	0
	Steigerung	14,6%	19,2%	8,4%	48,6%	-
Stirlingmotor IV ($\varepsilon = 1,055$)	ohne Folie	21,5	70,9	46,7	5,54	4,48
	mit Folie	21,5	88,3	59,5	8,1	7,52
	Steigerung	-	24,5%	27,4%	46,2%	67,9%

5.3.7 Lastverhalten

Solare Niedertemperatur-Stirlingmotoren haben die Besonderheit, dass sie immer die größtmögliche mechanische Leistung erbringen. Falls eine Last an die Maschine gekoppelt wird, läuft diese langsamer und die Gastemperatur auf der heißen Seite steigt an. Bilder 5.23 und 5.24 zeigen die p-V Diagramme der Stirlingmotoren III und IV bei unterschiedlichen Momenten bzw. Drehzahlen.

Die optimale Drehzahl liegt zwischen 18 – 25 *U/min*. In diesem Bereich ist die mechanische Leistung am größten, trotz der kleineren Indikatorleistung. Die Differenz zwischen der Indikatorleistung und der mechanischen Leistung bzw. die Verluste steigen mit erhöhter Drehzahl an. Ausführlich wird dies in Bild 5.25 bis 5.28 dargestellt.

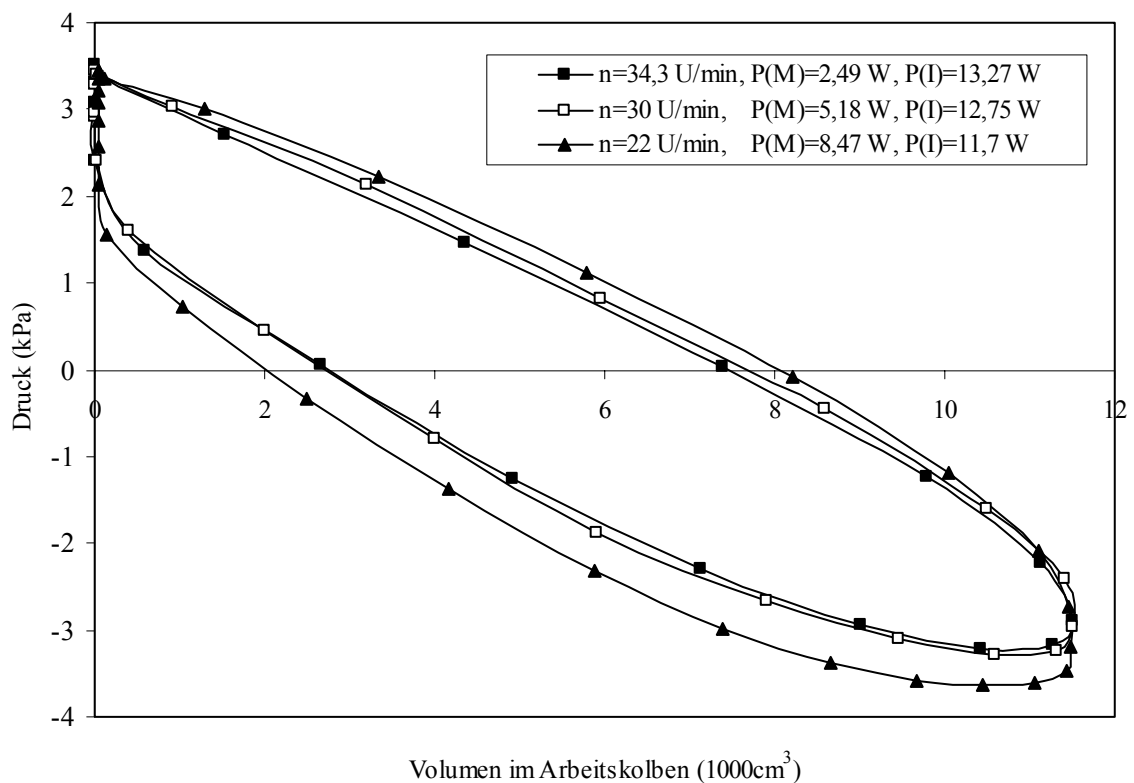


Bild 5.23 p-V Diagramm bei unterschiedlichen Momenten
beim Stirlingmotor III ($\epsilon = 1,057$)

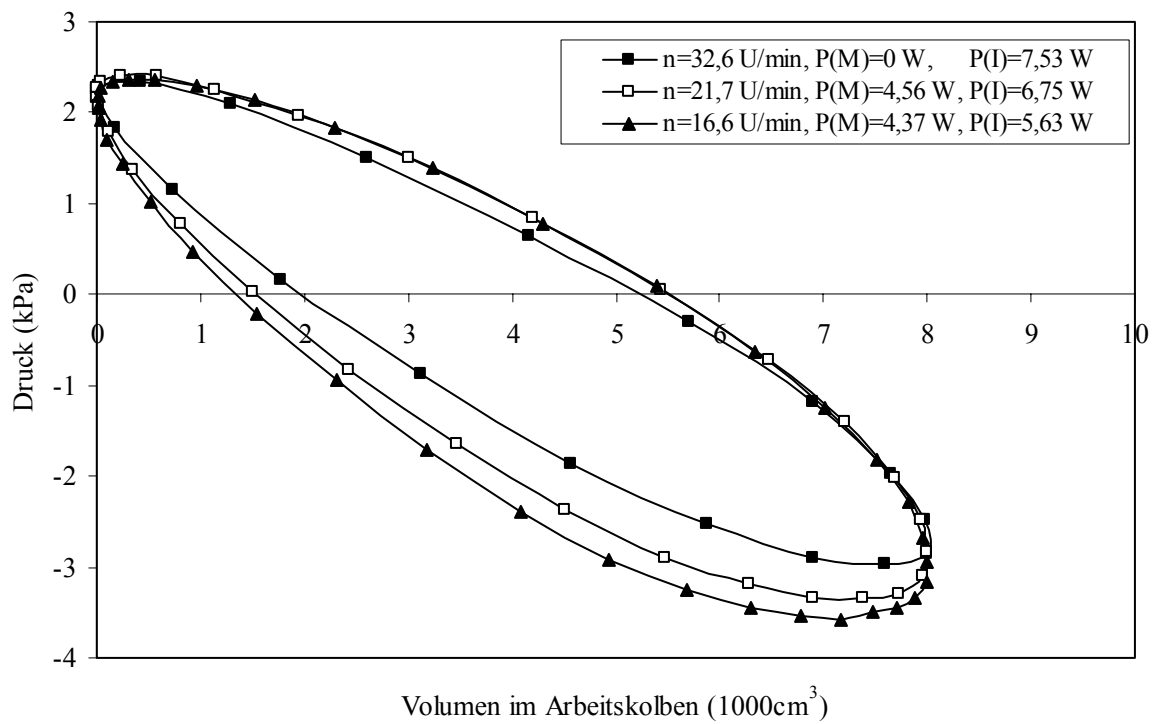


Bild 5.24 p-V Diagramm bei unterschiedlichen Momenten
beim Stirlingmotor IV ($\varepsilon = 1,047$)

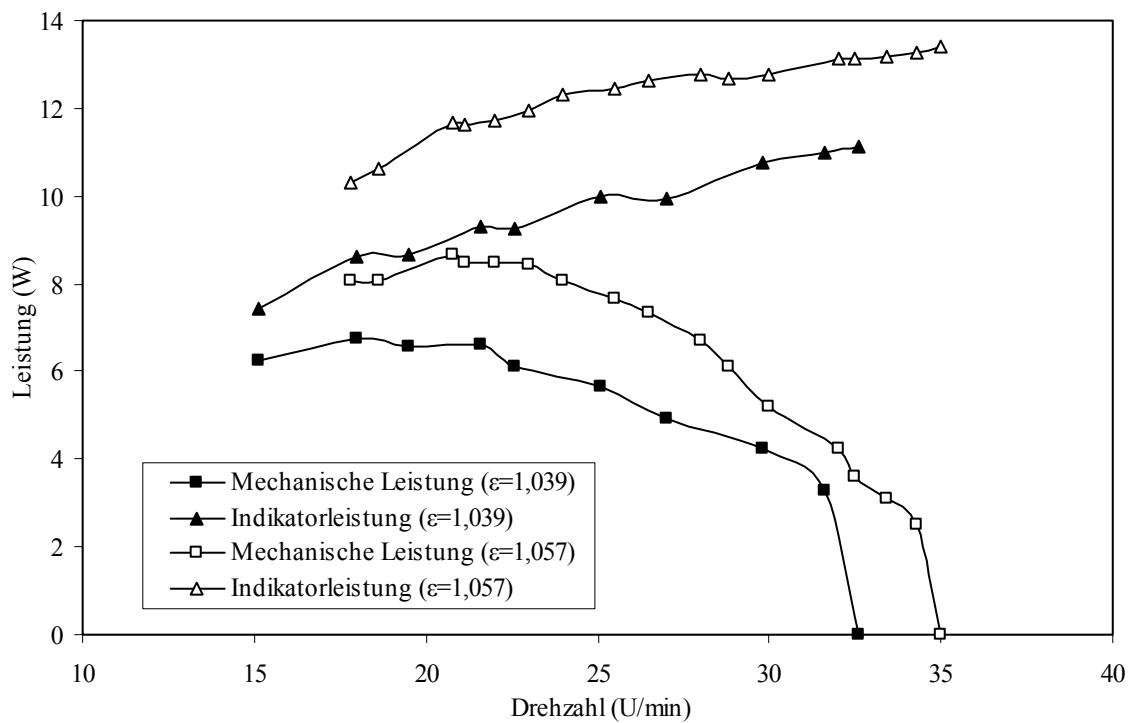


Bild 5.25 Lastverhalten beim Stirlingmotor III

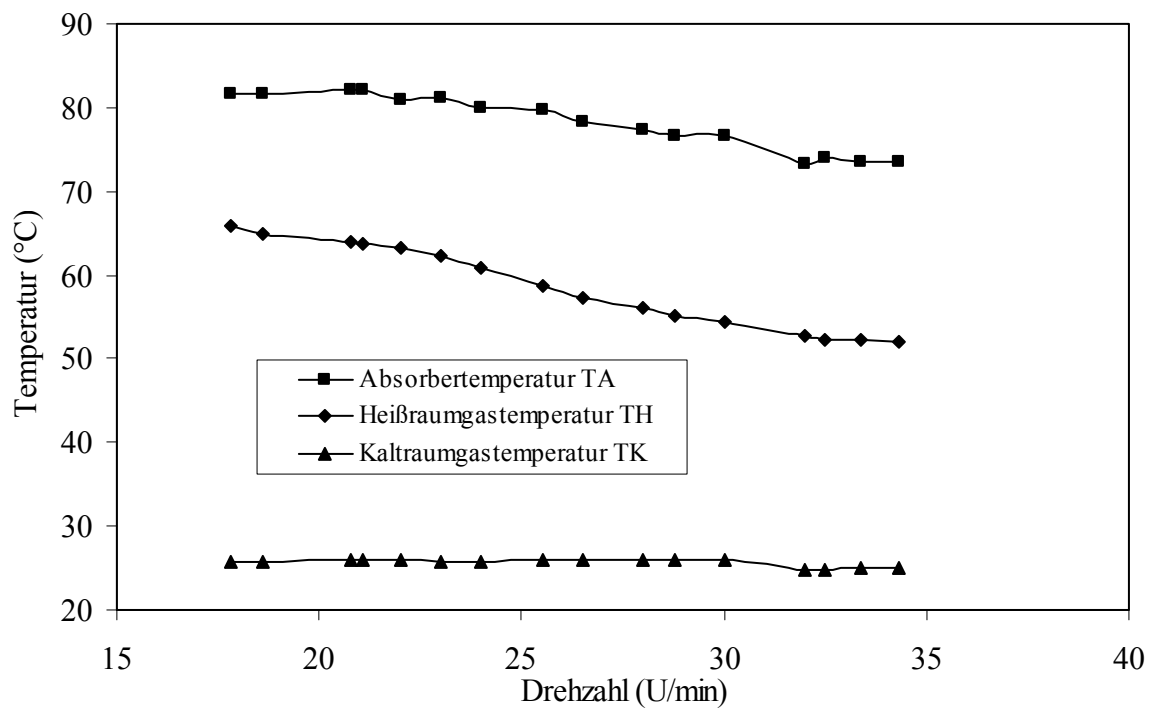
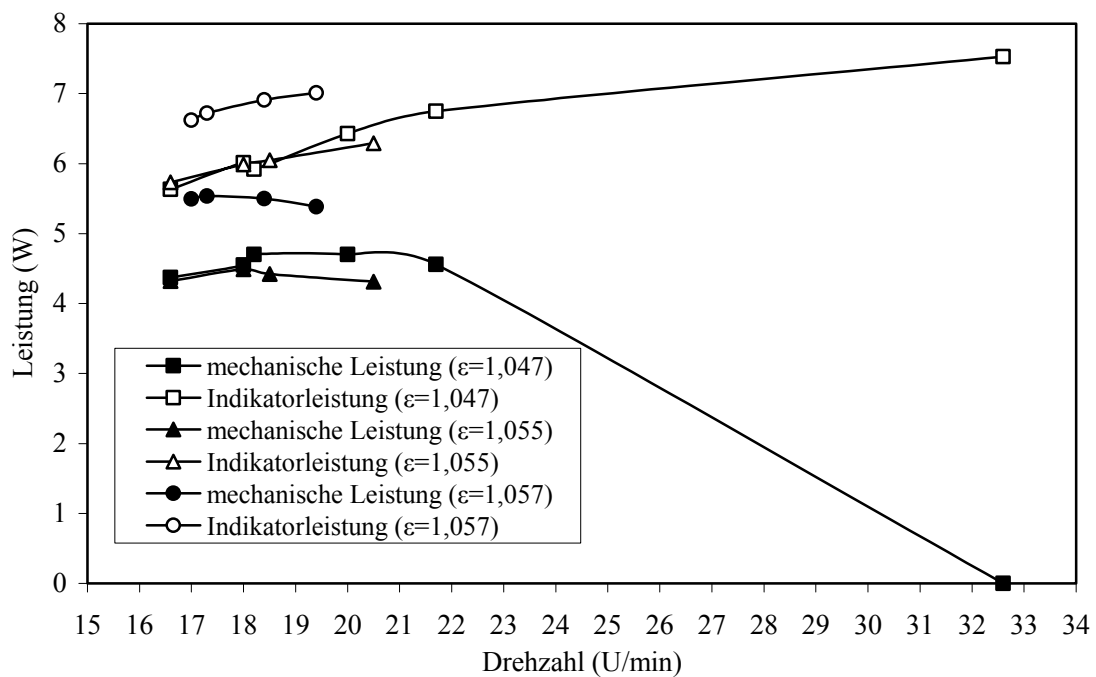
Bild 5.26 Temperatur in Abhängigkeit von der Drehzahl beim Stirlingmotor III ($\epsilon = 1,057$)

Bild 5.27 Lastverhalten beim Stirlingmotor IV

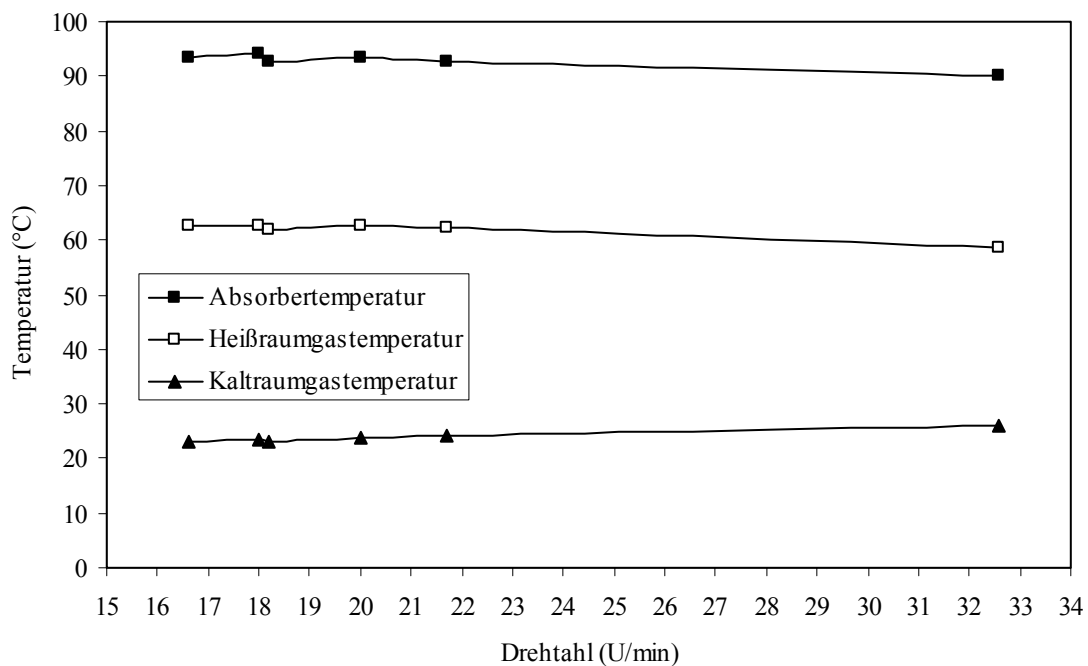


Bild 5.28 Temperatur in Abhängigkeit von der Drehzahl beim Stirlingmotor IV ($\varepsilon = 1,047$)

5.3.8 Einfluss des Phasenwinkels

Der Phasenwinkel zwischen der Arbeitskolben- und Verdrängerbewegung beträgt im Allgemeinen ca. 90° . Theoretisch liegt der optimale Phasenwinkel bei 100° und in der Praxis unter 90° (ungefähr 80°). In Bild 5.29 und 5.30 sowie Tabelle 5.6 wird der Einfluss des Phasenwinkels aufgezeigt. Die Maximaldrehzahl liegt bei einem Phasenwinkel von 60° bis 90° . Minimaltemperatur und Maximalindikatorleistung werden bei einem Phasenwinkel von 90° erreicht. Der optimale Phasenwinkelbereich liegt zwischen 60° bis 100° .

Ein p - V Diagramm bei verschiedenen Phasenwinkeln wird in Bild 5.31 dargestellt. Die Druckspitze wird erhöht, wenn der Phasenwinkel ansteigt, d.h. mit einem großen Phasenwinkel, z. B. 140° , expandiert das Arbeitsgas, während er Arbeitskolben in der Nähe des kleinsten totalen Volumens ist.

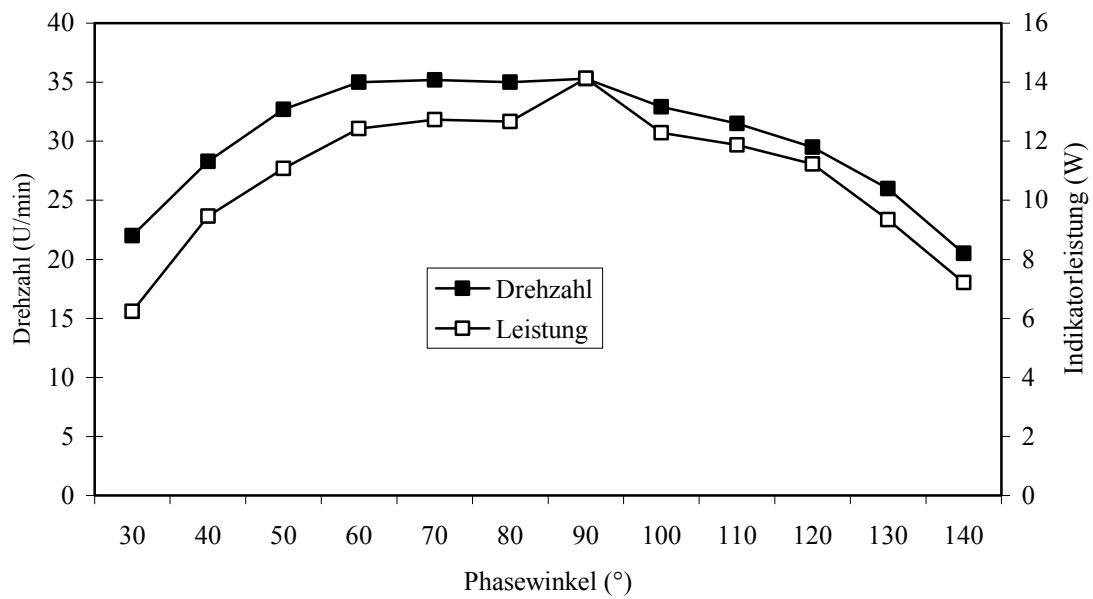


Bild 5.29 Drehzahl und Indikatorleistung in Abhängigkeit vom Phasenwinkel
beim Stirlingmotor III ($\varepsilon = 1,057$)

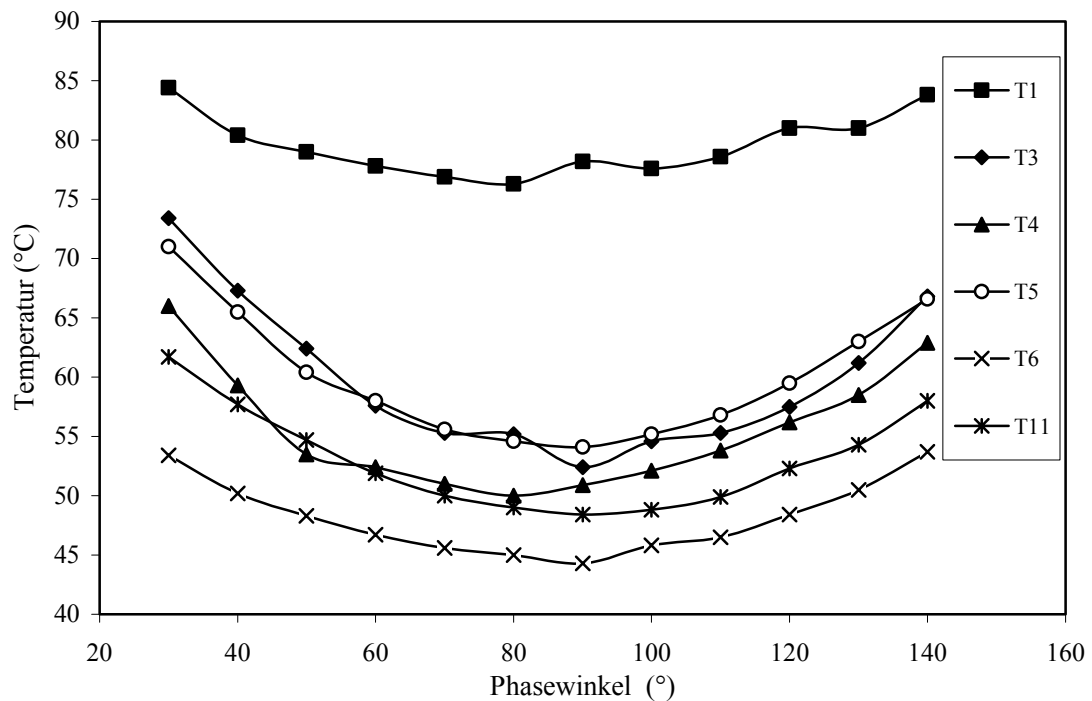


Bild 5.30 Temperatur in Abhängigkeit vom Phasenwinkel
beim Stirlingmotor III ($\varepsilon = 1,057$)

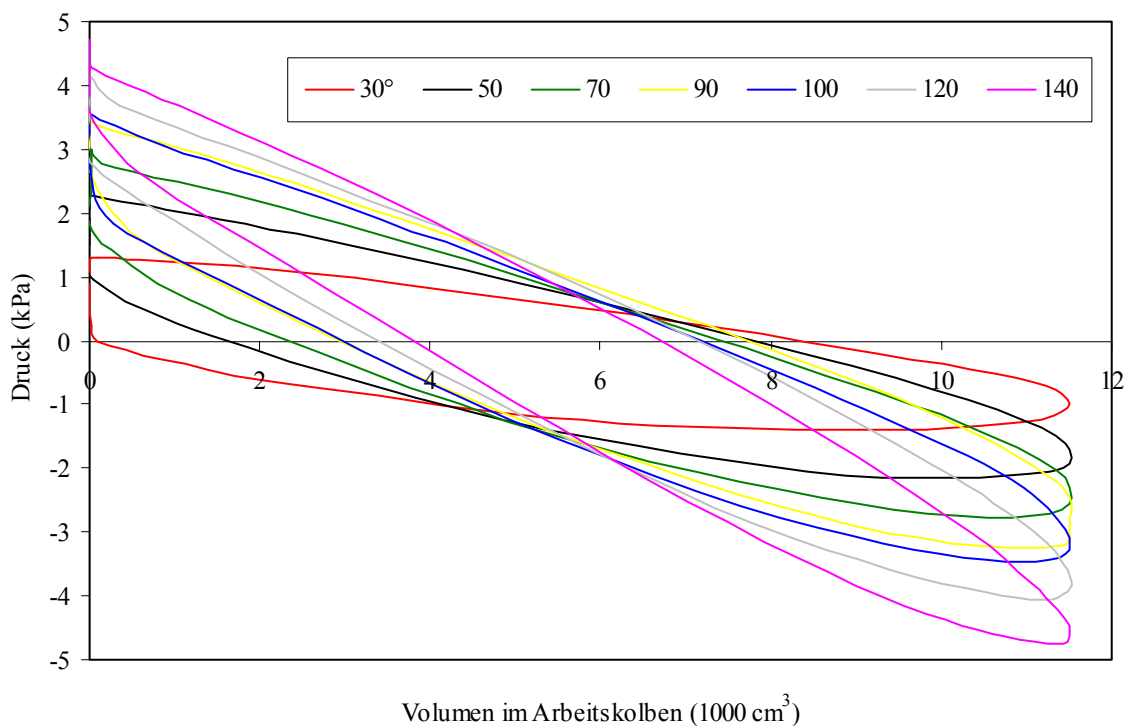


Bild 5.31 p - V Diagramm bei verschiedenen Phasenwinkeln
beim Stirlingmotor III ($\epsilon = 1,057$)

Tabelle 5.6 Leistung in Abhängigkeit vom Phasenwinkel
beim Stirlingmotor IV ($\epsilon = 1,055$)

Phasenwinkel = 70°			Phasenwinkel = 90°			Phasenwinkel = 110°		
n (U/min)	P_M (W)	P_I (W)	n (U/min)	P_M (W)	P_I (W)	n (U/min)	P_M (W)	P_I (W)
21,6	4,54	6,77	20,5	4,31	6,29	17,5	3,68	5,4
19,5	4,51	6,39	18,5	4,42	6,05	-	-	-
19	4,6	6,33	18	4,49	5,99			
18	4,55	6,11	16,6	4,32	5,73			

5.3.9 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses

Wenn sich das Verdichtungsverhältnis vergrößert, steigen die Leerlaufdrehzahl und die Leistung an (siehe Bild 5.32 und 5.33). Die Temperatur auf der heißen Seite sinkt dabei (siehe Bild 5.34). Auf Bilder 5.35 und 5.36 ist zu erkennen, dass das p - V Diagramm schmaler und der Spitzendruck größer wird, wenn sich das Verdichtungsverhältnis erhöht.

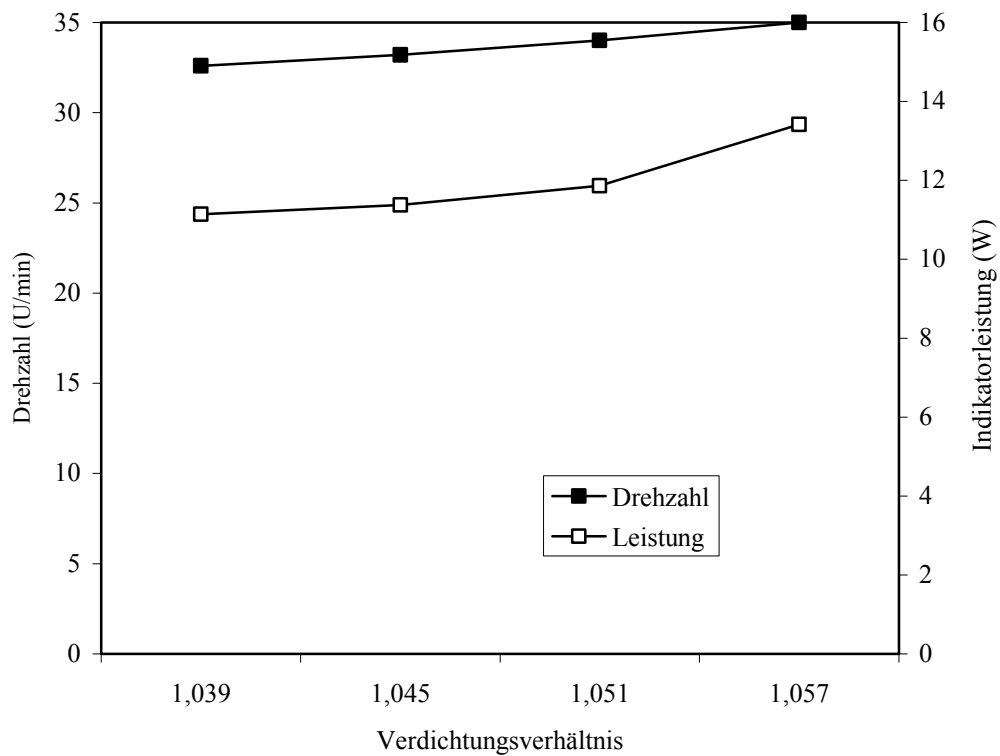


Bild 5.32 Leerlaufdrehzahl und Indikatorleistung in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis beim Stirlingmotor III

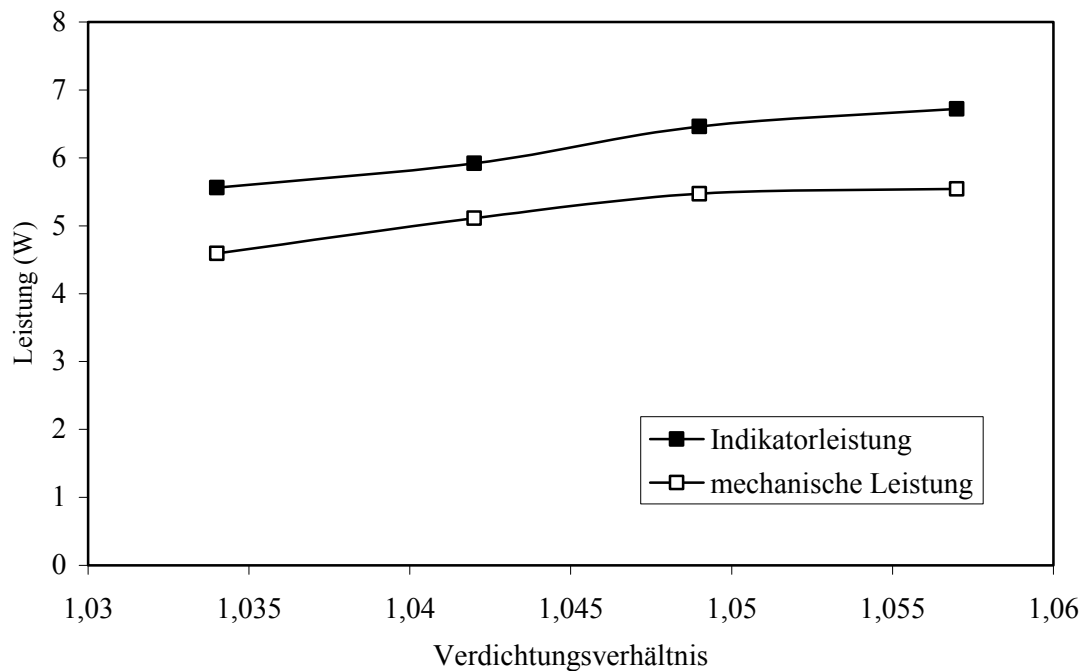


Bild 5.33 Leistung in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis beim Stirlingmotor IV ($n = 17,3$ U/min)

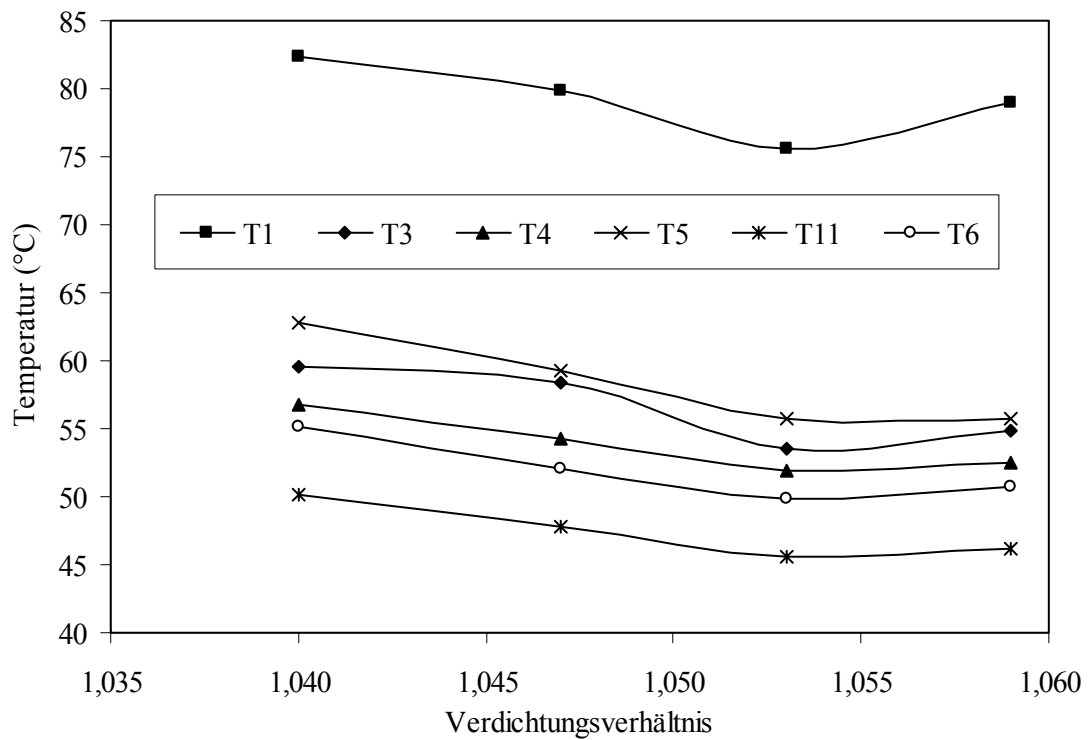


Bild 5.34 Heißgastemperatur in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis
beim Stirlingmotor III

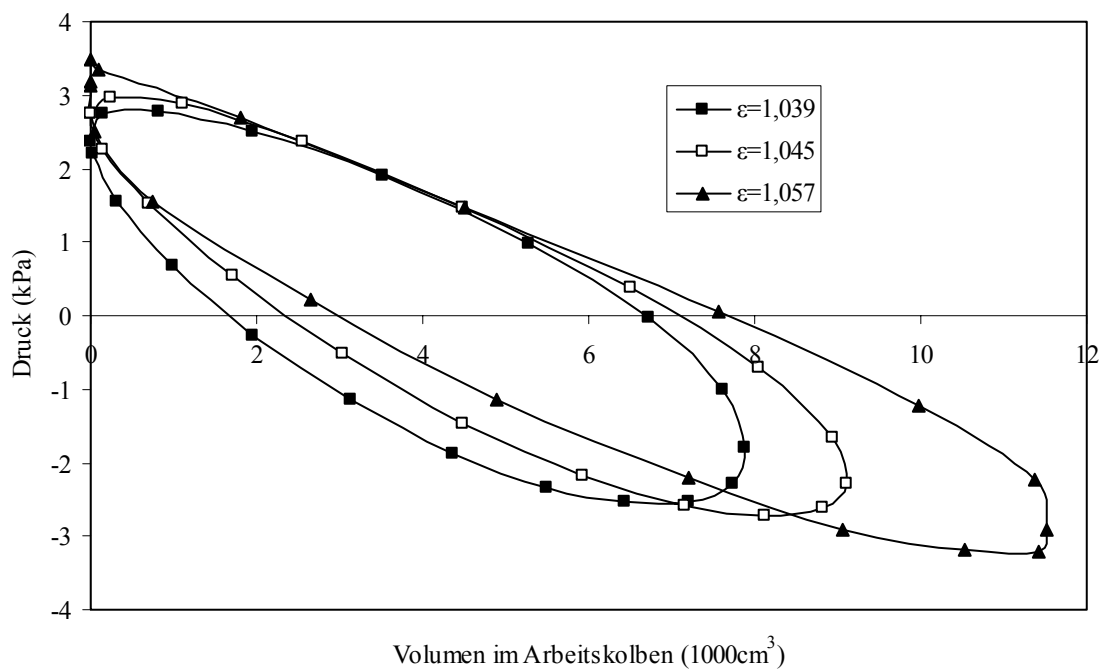


Bild 5.35 p-V Diagramm bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen
beim Stirlingmotor III (Leerlauf)

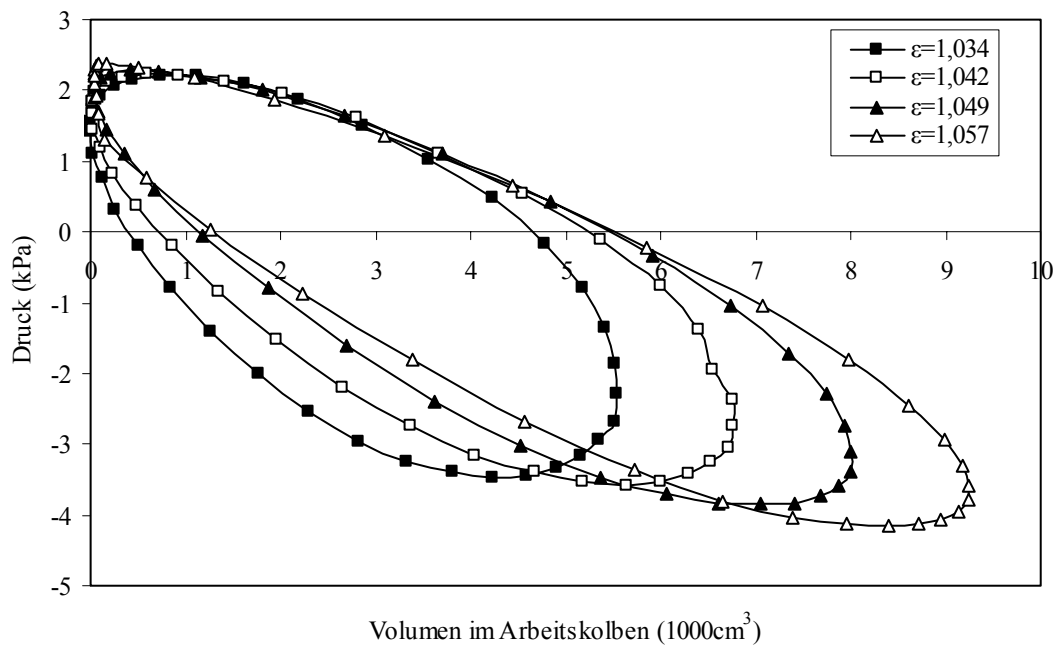


Bild 5.36 p-V Diagramm bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen
beim Stirlingmotor IV ($n=17$ U/min)

Nach Kolin (siehe Gl. 3.72) steigt das optimale Verdichtungsverhältnis über die Temperaturdifferenz linear. Messungen an den Stirlingmotoren IV und IV-A zeigen, dass das optimale Verdichtungsverhältnis höher liegt (siehe Bild 5.37).

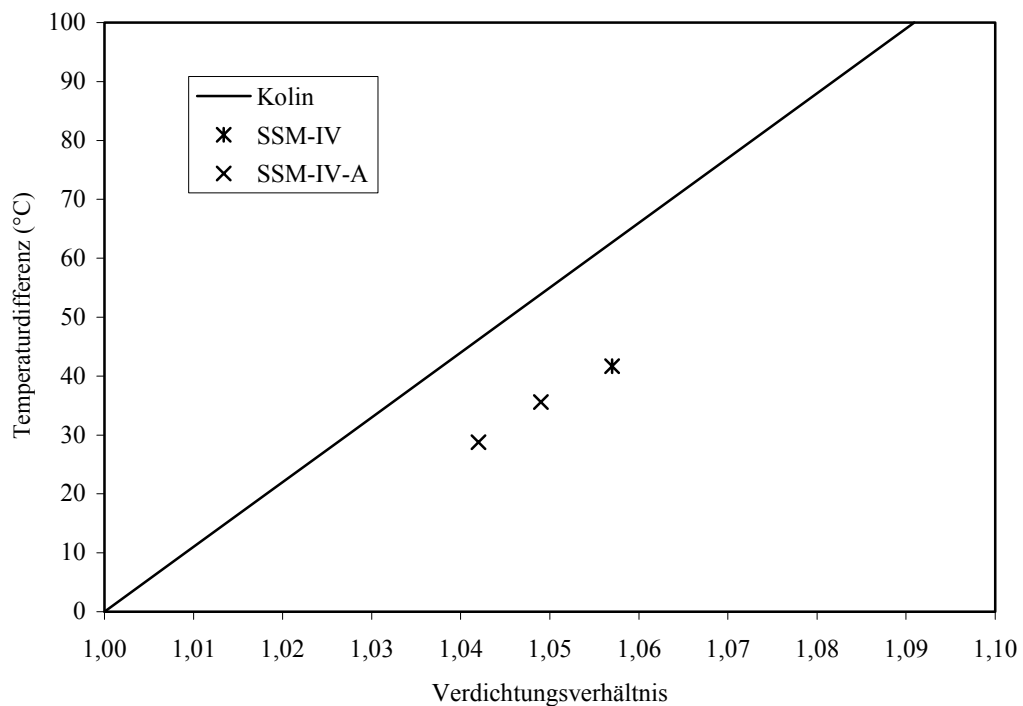


Bild 5.37 Verdichtungsverhältnis in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz

5.3.10 Vergleich zwischen den Stirlingmotoren III und IV

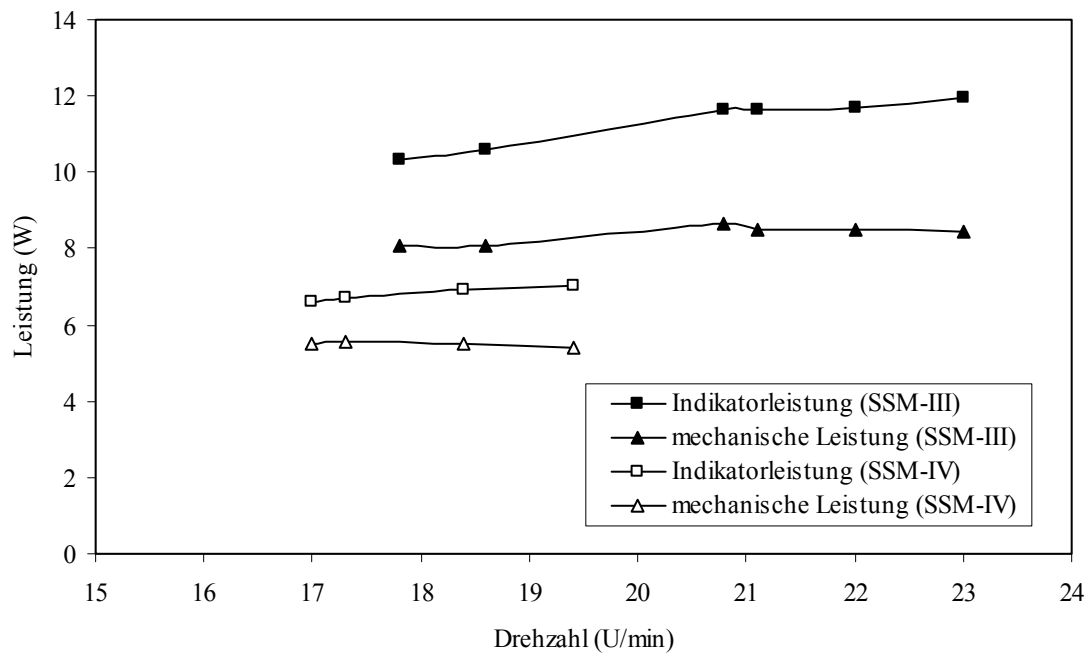
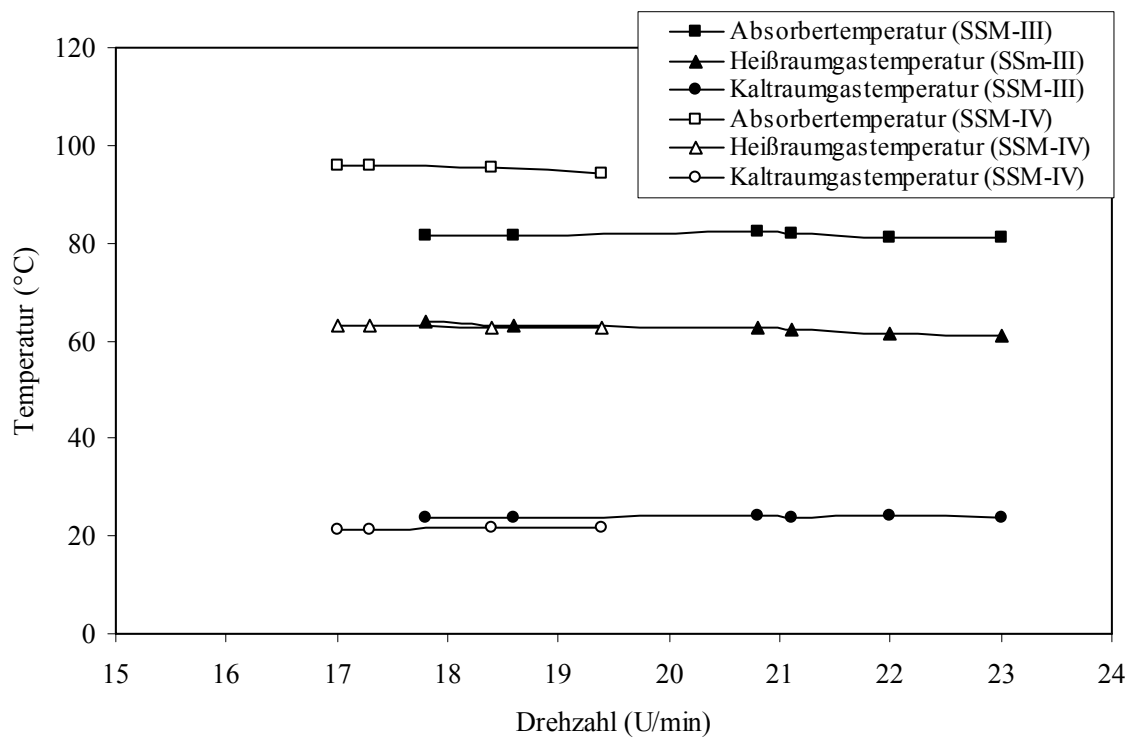
Aus Konstruktions- und Herstellungssicht ist der Stirlingmotor IV einfacher als der Stirlingmotor III. Nach den Berechnungen hat der Stirlingmotor IV höhere Heißgastemperaturen und damit größere Leistungen (siehe Tabelle 4.6). Die experimentellen Untersuchungen zeigen jedoch, dass der Stirlingmotor III höhere Werte als der Stirlingmotor IV erreicht (siehe Tabelle 5.7 und 5.8 und Bild 5.38 und 5.39). Bei gleicher Drehzahl und gleichem Verdichtungsverhältnis hat der Stirlingmotor III größere Leistungen. Die Heißgastemperatur bleibt gleich. Aber der Stirlingmotor IV hat wesentlich höhere Absorbiertemperaturen, kleinere Kaltraumgastemperaturen und geringere Verluste. Bild 5.40 und 5.41 zeigen die p-V Diagrammvergleiche. Beim Stirlingmotor IV ist das p-V Diagramm schmaler und der Spitzendruck geringer.

Tabelle 5.7 Temperatur- und Leistungsvergleich den Stirlingmotoren III und IV

n (U/min)	ε (-)		T_H (°C)		T_K (°C)		P_I (W)		P_M (W)	
	SSM-III	SSM-IV	SSM-III	SSM-IV	SSM-III	SSM-IV	SSM-III	SSM-IV	SSM-III	SSM-IV
18,5	1,057	1,057	63,2	62,7	23,8	21,6	10,61	6,91	8,06	5,50
20	1,057	1,057	62,6	62,5	24	21,8	11,66	7,01	8,66	5,38
32,6	1,039	1,047	58,6	58,5	24,7	24,3	11,14	7,53	0	0

Tabelle 5.8 Leerlaufzahl und Maximalleistung

SSM-III				SSM-IV			
ε (-)	n_{max} (U/min)	$P_{M,max}$ (W)	$P_{I,max}$ (W)	ε (-)	n_{max} (U/min)	$P_{M,max}$ (W)	$P_{I,max}$ (W)
1,039	32,6	6,76	11,14	1,034	31,7	4,74	7,41
1,045	33,2	-	11,38	1,042	32	5,28	7,65
1,051	34	-	11,86	1,049	32,6	5,47	8,10
1,057	35	8,66	13,42	1,057	29,6	5,54	7,05

Bild 5.38 Leistungsvergleich ($\epsilon=1,057$)Bild 5.39 Temperaturvergleich ($\epsilon=1,057$)

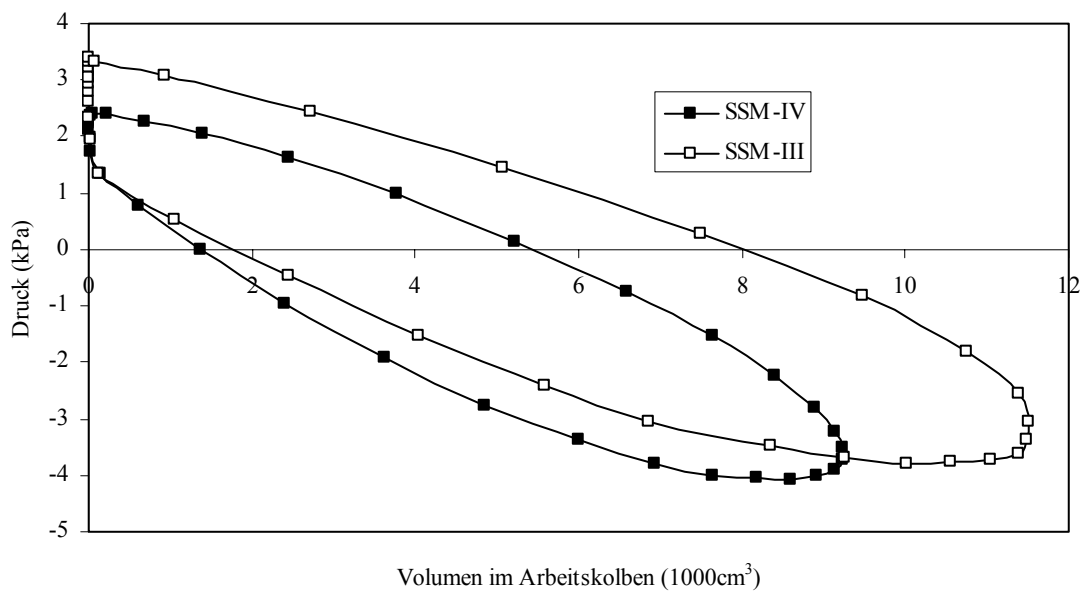


Bild 5.40 p-V Diagramm bei gleichem Verdichtungsverhältnis und gleicher Drehzahl
($\epsilon=1,057$, $n=18,5$ U/min)

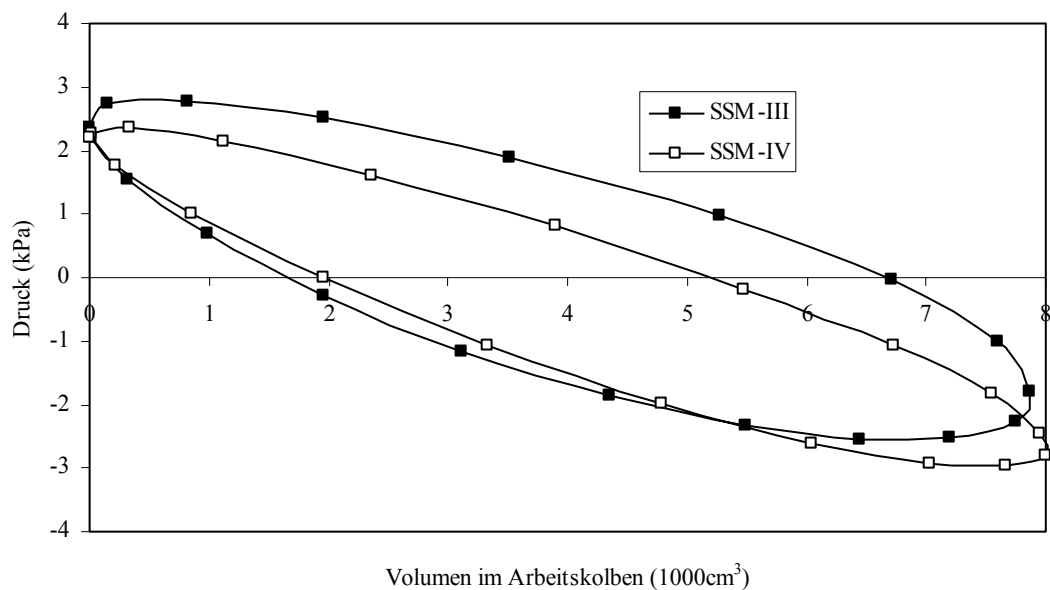


Bild 5.41 p-V Diagramm bei gleichem Volumen im Arbeitskolben und gleicher Drehzahl
($n=32,6$ U/min)

Im Vergleich zum Stirlingmotor III hat der Stirlingmotor IV kleinere Druckdifferenzen und damit kleinere Strömungsverluste. Bild 5.42 zeigt den Unterschied zwischen Stirlingmotor III und IV. Tabelle 5.9 erläutert, dass der Stirlingmotor IV geringere Leistungsverluste hat.

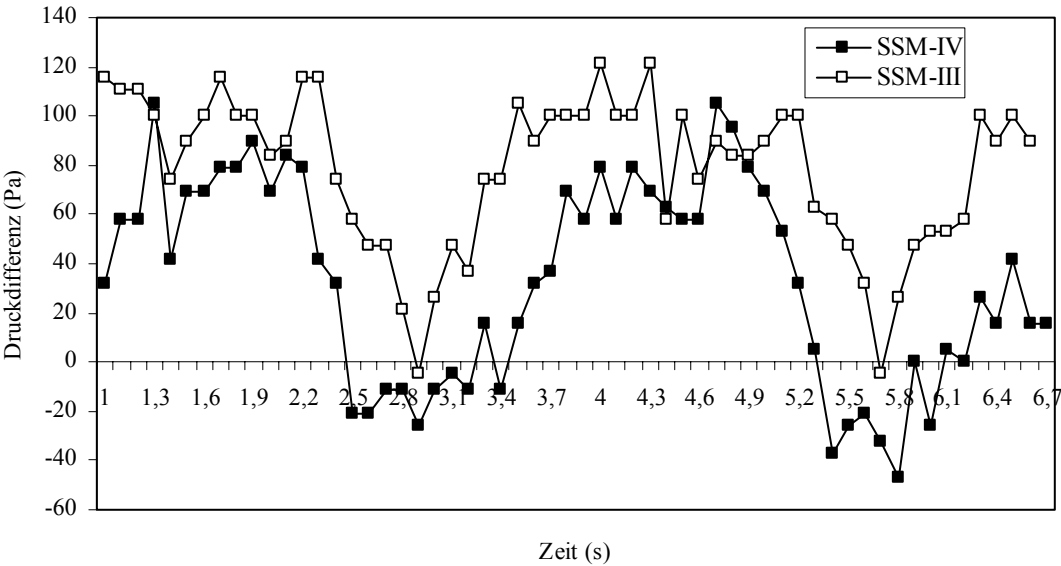


Bild 5.42 Druckdifferenz beim Stirlingmotor III und IV (n=21 U/min)

Tabelle 5.9 Leistungsverluste

SSM-III			SSM-IV		
ε (-)	n (U/min)	P_V (W)	ε (-)	n (U/min)	P_V (W)
1,057	17,8	2,23	1,057	17	1,12
	18,6	2,55		17,3	1,18
	20,8	3,00		18,4	1,41
	21,1	3,12		19,4	1,63
1,039	15,1	1,17	1,034	14	0,50
	18	1,84		15	0,65
	19,5	2,07		17,2	0,97
	21,6	2,70		19	1,23
	22,6	3,18		19,8	1,67
	25,1	4,30		21,5	1,98
	27	5,01	1,049	16,5	1,02
	29,8	6,49		18	1,17
	31,6	7,70		19,5	1,40
	32,6	11,14		24,4	2,63

Letztlich kann der Stirlingmotor IV im Vergleich zum Motor III höhere Absorbertemperaturen, gleiche Heißraumgastemperaturen, geringere Kaltraumgastemperaturen und kleinere Leistungsverluste erreichen. Trotzdem hat der Stirlingmotor IV kleinere Leistungen. Eine mögliche Ursache ist, dass die Abdichtung zwischen Absorber und Gehäuse unzureichend ist und damit der Gasdruck im Motor verloren geht. Bild 5.43 stellt diese Abdichtung dar. Weil das Gehäuse aus PPS-Kunststoff besteht, können die Stellschrauben nur ungenügend befestigt werden. Die Druckkraft am Dichtungsband ist nicht ausreichend, so dass das Arbeitsgas nach Außen verloren geht.

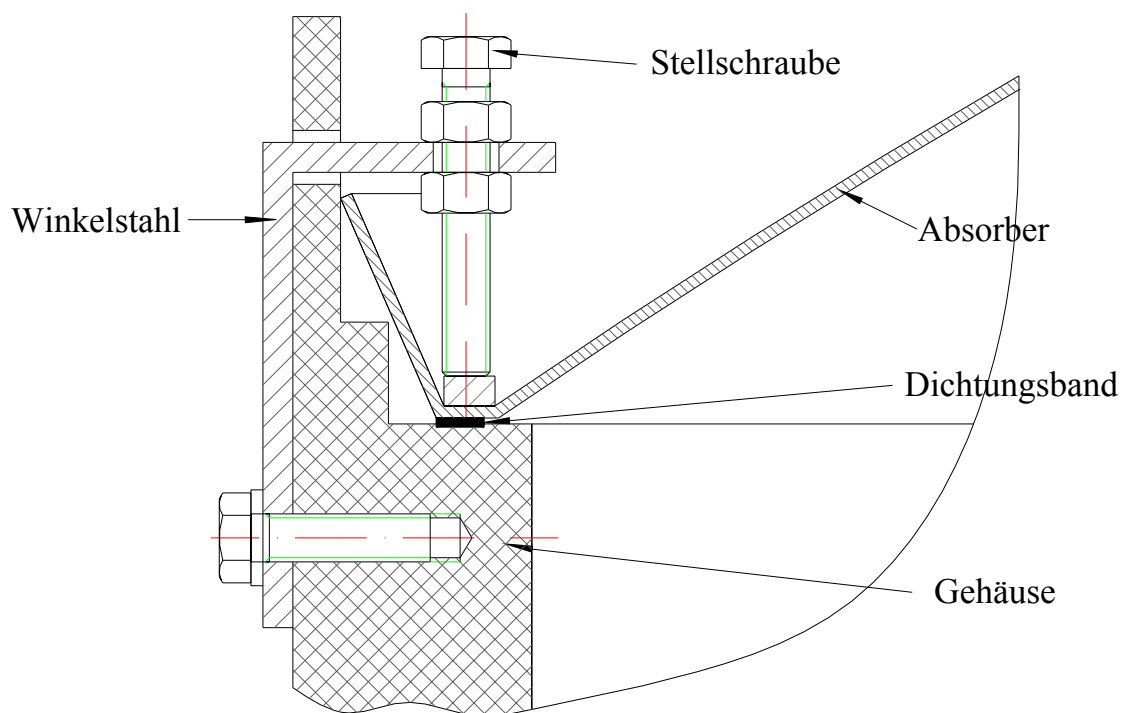


Bild 5.43 Abdichtung zwischen Absorber und Gehäuse beim Stirlingmotor IV

5.4 Bewertung der experimentellen Ergebnisse mit der Schmidt-Theorie

Die Berechnungen nach der Schmidt-Theorie und dem Programm PROSA werden im Kapitel 4 ausführlich beschrieben. Der Vergleich zwischen experimentellen und berechneten Werten ist in Bild 5.44 bis 5.46 und den Tabellen 5.10 bis 5.13 zu sehen. Die Differenzen zwischen den Experiment- und Rechnungswerten sind deutlich. Beim Stirlingmotor III sind die Rechnungswerte nach der Schmidt-Theorie und der Gleichung

3.80 etwa 30-40% höher. Ein Korrektur-Faktor f kann daher eingesetzt werden. Die Indikatorleistung nach der Schmidt-Theorie kann nach Gleichung 3.33 wie folgend geschrieben werden:

$$P = f \cdot V_{ABew} \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{\pi m R}{A} \left(\frac{1}{\sqrt{1 - k_1^2}} - 1 \right) \sin \beta \quad (5.1)$$

$$f = 2/3 \quad (5.2)$$

Gleichung 3.80 kann mit dem Faktor f wie folgt umgeschrieben werden:

$$P = 1,36 \cdot f \cdot \frac{\varepsilon_A}{3 + 10 \cdot \varepsilon_T} \cdot n \cdot p_m \cdot V \cdot \Delta T \cdot 10^{-4} \quad (5.3)$$

Die Rechnungswerte nach PROSA sind unterschiedlich. Beim Leerlauf oder mit leichter Last sind die Rechnungswerte nahe der Experimentwerte (siehe Bild 5.44 und Tabelle 5.12), d.h. mit PROSA kann die mögliche maximale Indikatorleistung ausgerechnet werden.

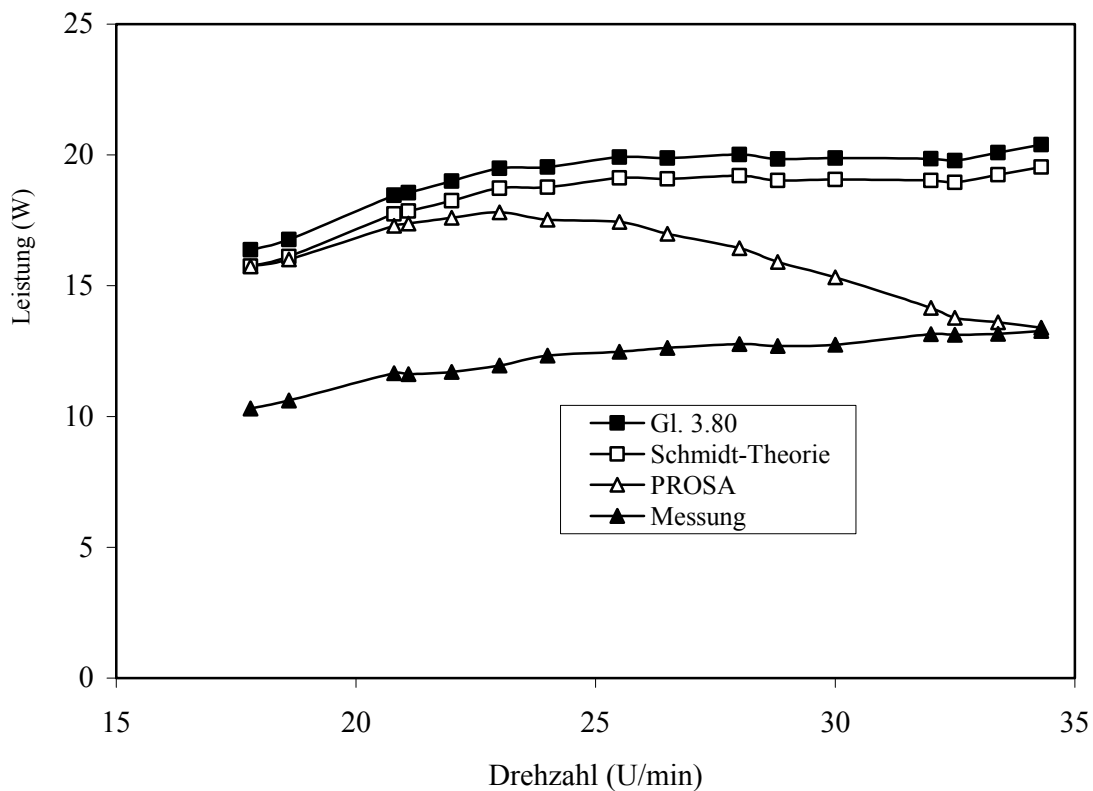


Bild 5.44 Indikatorleistung beim Stirlingmotor III ($\varepsilon = 1,057$)

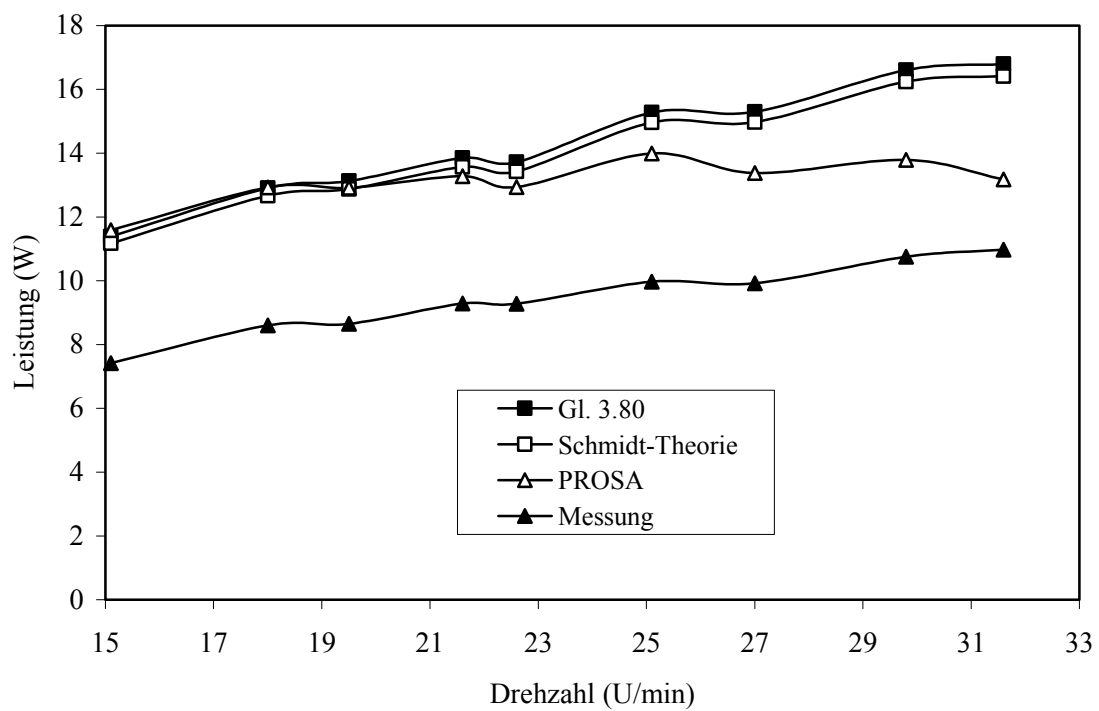
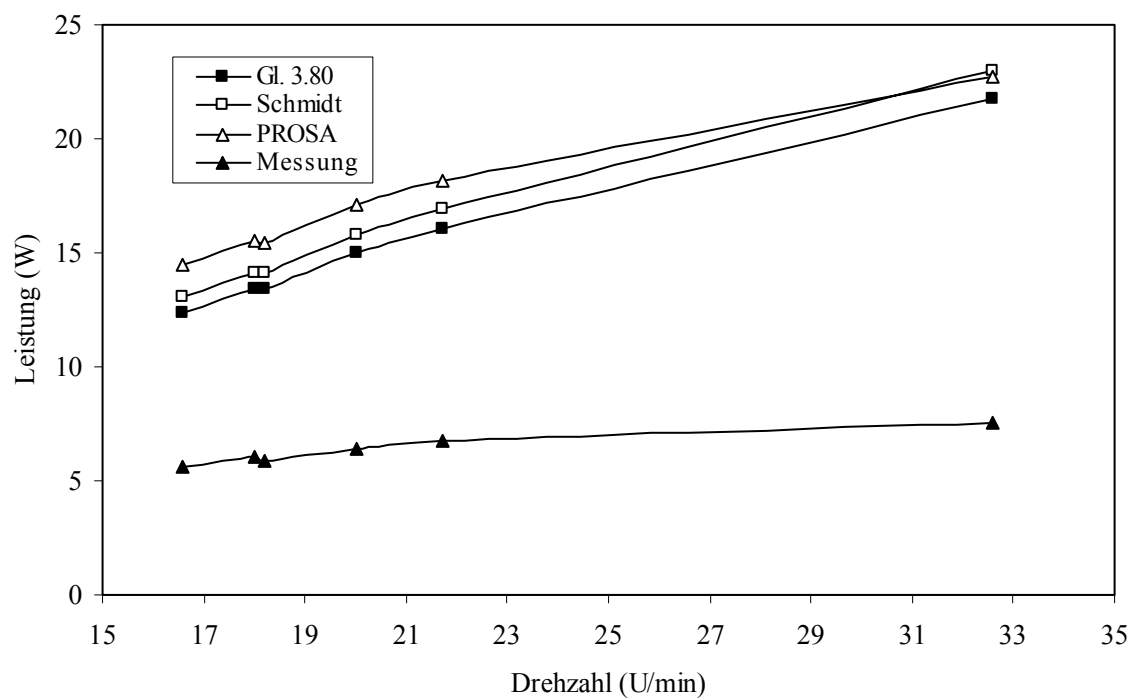
Bild 5.45 Indikatorleistung beim Stirlingmotor III ($\varepsilon = 1,039$)Bild 5.46 Indikatorleistung beim Stirlingmotor IV ($\varepsilon = 1,047$)

Tabelle 5.10 Indikatorleistung beim Stirlingmotor III ($\varepsilon = 1,039$)

n (U/min)	T _H (°C)	Messung	Gl. 3.80		Schmidt		PROSA	
		P _I (W)	P _I (W)	Differenz (%)	P _I (W)	Differenz (%)	P _I (W)	Differenz (%)
15,1	71,7	7,42	11,39	34,9	11,18	33,6	11,59	36,0
18	69,4	8,6	12,9	33,3	12,66	32,1	12,92	33,4
19,5	66,7	8,65	13,13	34,1	12,87	32,8	12,91	33,0
21,6	64,7	9,29	13,85	32,9	13,57	31,5	13,28	30,0
22,6	62,6	9,28	13,72	32,4	13,43	30,9	12,93	28,2
25,1	62,7	9,97	15,28	34,8	14,96	33,4	13,99	28,7
27	60,1	9,92	15,3	35,2	14,97	33,7	13,38	25,9
29,8	59,5	10,75	16,6	35,2	16,24	33,8	13,79	22,0
31,6	57,9	10,97	16,79	34,7	16,41	33,2	13,18	16,8

Tabelle 5.11 Indikatorleistung beim Stirlingmotor III ($\varepsilon = 1,057$)

n (U/min)	T _H (°C)	Messung	Gl. 3.80		Schmidt		PROSA	
		P _I (W)	P _I (W)	Differenz (%)	P _I (W)	Differenz (%)	P _I (W)	Differenz (%)
17,8	64	10,31	16,37	37,0	15,75	34,5	15,74	34,5
18,6	63,2	10,61	16,76	36,7	16,12	34,2	16	33,7
20,8	62,6	11,66	18,45	36,8	17,74	34,3	17,29	32,6
21,1	62,3	11,62	18,56	37,4	17,85	34,9	17,38	33,1
22	61,6	11,7	18,99	38,4	18,25	35,9	17,6	33,5
23	60,9	11,95	19,48	38,7	18,72	36,2	17,81	32,9
24	59,5	12,33	19,53	36,9	18,76	34,3	17,52	29,6
25,5	58,1	12,47	19,91	37,4	19,12	34,8	17,44	28,5
26,5	56,8	12,62	19,88	36,5	19,08	33,9	16,99	25,7

28	55,3	12,77	20,01	36,2	19,2	33,5	16,43	22,3
28,8	54,2	12,69	19,84	36,0	19,02	33,3	15,91	20,2
30	53,1	12,75	19,88	35,9	19,06	33,1	15,32	16,8
32	51,3	13,15	19,85	33,8	19,02	30,9	14,15	7,1
32,5	50,8	13,12	19,78	33,7	18,95	30,8	13,78	4,8
33,4	50,5	13,16	20,09	34,5	19,24	31,6	13,6	3,2
34,3	50,2	13,27	20,39	34,9	19,53	32,1	13,4	1,0

Tabelle 5.12 Indikatorleistung beim Stirlingmotor III (Leerlauf)

n (U/min)	ε (-)	T_H (°C)	Messung	Gl. 3.80		Schmidt		PROSA	
			P_I (W)	P_I (W)	Differenz (%)	P_I (W)	Differenz (%)	P_I (W)	Differenz (%)
32,6	1,039	56,6	10,67	16,63	35,8	16,25	34,3	12,55	15,0
33,2	1,045	56	11,38	19,21	40,8	18,66	39,0	14,47	21,4
33,6	1,051	51,6	12,13	18,94	36,0	18,25	33,5	13,06	7,1
35,3	1,057	51,5	14,13	22,07	36,0	21,14	33,2	14,61	3,3

Tabelle 5.13 Indikatorleistung beim Stirlingmotor IV ($\varepsilon = 1,047$)

n (U/min)	T_H (°C)	Messung	Gl. 3.80		Schmidt		PROSA	
		P_I (W)	P_I (W)	Differenz (%)	P_I (W)	Differenz (%)	P_I (W)	Differenz (%)
16,6	62,6	5,63	12,41	54,6	13,1	57,0	14,46	61,1
18	62,5	6,01	13,42	55,2	14,16	57,6	15,52	61,3
18,2	62	5,92	13,39	55,8	14,13	58,1	15,48	61,8
20	62,7	6,43	14,99	57,1	15,82	59,4	17,1	62,4
21,7	62,2	6,75	16,05	57,9	16,94	60,2	18,14	62,8
32,6	58,5	7,53	21,72	65,3	22,96	67,2	22,69	66,8

6 Weitere Untersuchungen am Stirlingmotor IV

6.1 Neues Gehäuse

Am Gehäuse des Stirlingmotors IV traten Dichtungsprobleme auf, die im Kapitel 5.3.10 erläutert wurden (siehe Bild 5.43). Daher wird ein neues Gehäuse eingesetzt (Bild 6.1). Bild 6.2 zeigt den Stirlingmotor mit dem neuen Gehäuse (Stirlingmotor IV-A). Der Innengehäusering besteht aus zwei gebogenen und fest zusammenschraubten PPS-Streifen. Der Außengehäusering besteht aus einem gebogenem PPS Streifen. Zwischen dem Außen- und Innengehäusering sind die Montageschrauben. Die Satellitenschüsseln werden umgebaut, um die Dichtungsfläche zu verbessern und die Montageschrauben befestigen zu können. Mit den Montageschrauben kann das Gehäuse fest montiert und damit eine große Druckkraft am Dichtungsband erreicht werden.

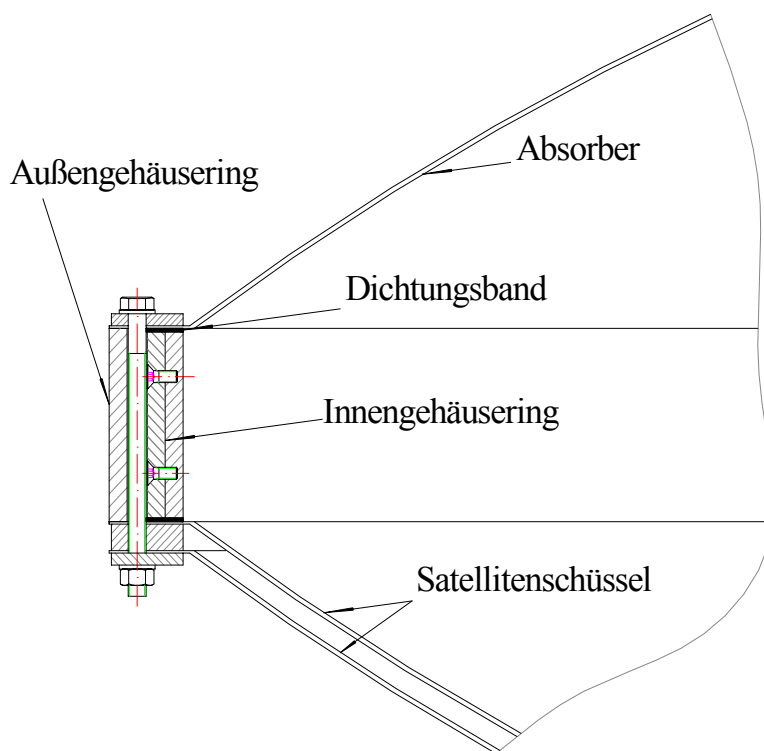


Bild 6.1 Neues Gehäuse



Bild 6.2 Stirlingmotor IV-A mit neuem Gehäuse

Weil die Satellitenschüsseln umgebaut worden sind, vergrößern sich die Totvolumina auf der heißen Seite und im Regenerator (siehe Tabelle 6.1). Damit sinkt die Heißgastemperatur (siehe Tabelle 6.2). Dieses Problem kann durch Anpassung der Verdrängerform beseitigt werden. Tabelle 6.2 erläutert, dass wegen des großen Totvolumens auf der heißen Seite die Heißgastemperatur beim Stirlingmotor IV-A wesentlich reduziert wird. Trotzdem hat die neue Maschine eine ähnliche mechanische Leistung P_M .

Bild 6.3 zeigt den p-V Diagrammvergleich zwischen dem Stirlingmotor IV und dem Stirlingmotor IV-A. Die Drehzahl und das Arbeitsvolumen im Arbeitskolben sind gleich, das Verdichtungsverhältnis und die Heißgastemperatur des Stirlingmotors IV-A sind kleiner als beim Stirlingmotor IV. Wenn sich das Volumen im Arbeitskolben vergrößert, wird der Gasdruck beim Stirlingmotor IV-A langsam nach unten gehen. Daher ist seine geschlossene Fläche größer.

Der Vergleich zwischen Experiment- und Rechnungswerte ist in Tabelle 6.3 und 6.4 zu erkennen. Beim Stirlingmotor IV-A sind die Rechnungswerte nach der Schmidt-Theorie sowie der Gleichung 3.80 etwa 30-40% höher, wie beim Stirlingmotor III (siehe Kapitel 5.4). Deshalb haben der Korrektur-Faktor f und die Gleichungen 5.1 bis 5.3 auch beim Stirlingmotor IV-A Gültigkeit.

Tabelle 6.1 Volumenvergleich

	Stirlingmotor IV	Stirlingmotor IV -A
bewegtes Volumen des Verdrängers (dm ³)	107,35	107,35
Totvolumen auf der heißen Seite (dm ³)	7,72	38,51
Totvolumen auf der kalten Seite (dm ³)	7,72	7,72
Totvolumen im Arbeitskolben (dm ³)	12,68	12,68
Totvolumen im Regenerator (dm ³)	27,27	39,06
gesamtes Totvolumen (dm ³)	55,41	97,99
gesamtes Gasvolumen (dm ³)	162,76	205,34

Tabelle 6.2 Temperatur- und Leistungsvergleich

Stirlingmotor IV					Stirlingmotor IV-A				
ε (-)	n (U/min)	T _H (°C)	P _I (W)	P _M (W)	ε (-)	n (U/min)	T _H (°C)	P _I (W)	P _M (W)
1,034	15	64,5	4,92	4,27	1,033	19,2	50,76	5,17	4,41
	14	65	4,63	4,13		20,5	49,78	5,32	4,49
	17,2	64,6	5,56	4,59		21,8	49,1	5,44	4,54
	19	64,1	5,97	4,74		23	48,4	5,57	4,54
	19,8	64	6,2	4,53	1,039	19,2	48,36	5,28	4,41
	21,5	63,5	6,52	4,54		20,3	47,4	5,4	4,44
1,049	16,5	64,0	6,35	5,33		21,5	46,74	5,54	4,48
	17,5	63,2	6,46	5,47		23	45,96	5,67	4,54
	18	63,0	6,61	5,44	1,045	18,7	49,9	5,52	4,29
	19,5	62,1	6,87	5,47		19,6	49,3	5,6	4,29
	24,4	60,9	7,87	5,24		20,7	48,1	5,72	4,31
						21,9	47,6	5,8	4,33

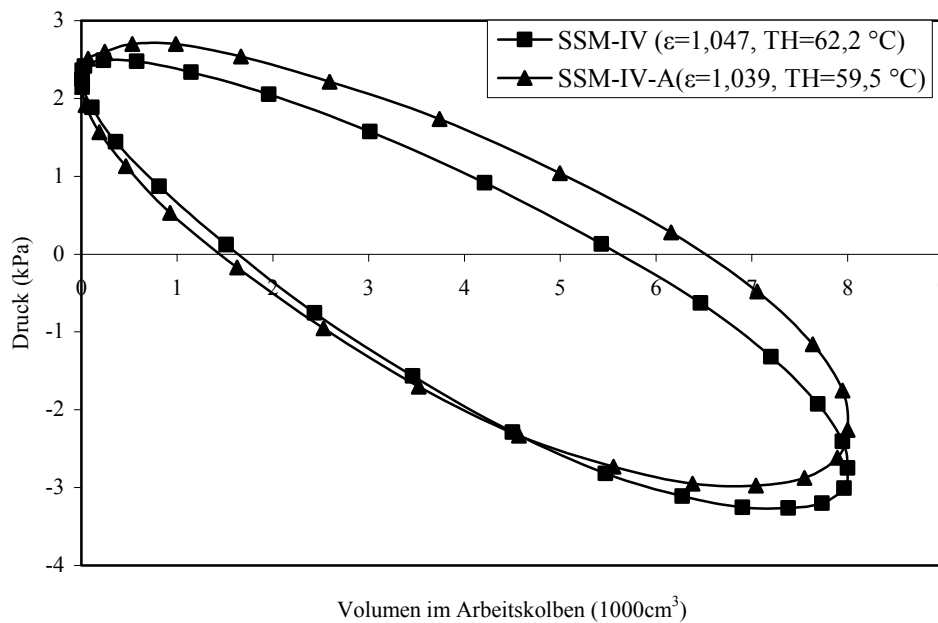


Bild 6.3 p-V Diagrammvergleich (n=21,6 U/min)

Tabelle 6.3 Indikatorleistung beim Stirlingmotor IV-A

n (U/min)	ϵ (-)	T_H (°C)	Messung	Gl. 3.80		Schmidt		PROSA	
			P_I (W)	P_I (W)	Differenz (%)	P_I (W)	Differenz (%)	P_I (W)	Differenz (%)
19,2	1,033	50,8	5,17	7,29	29,1	7,49	31,0	7,76	33,4
20,5		49,8	5,32	7,48	28,9	7,69	30,8	7,95	33,1
21,8		49,1	5,44	7,73	29,6	7,94	31,5	8,17	33,4
23		48,4	5,57	7,92	29,7	8,14	31,6	8,34	33,2
19,2	1,039	48,4	5,28	7,81	32,4	7,98	33,8	8,44	37,4
20,3		47,4	5,4	7,91	31,7	8,07	33,1	8,5	36,5
21,5		46,7	5,54	8,11	31,7	8,28	33,1	8,7	36,3
23		46,0	5,67	8,4	32,5	8,57	33,8	8,94	36,6
18,7	1,045	49,9	5,52	9,34	40,9	9,49	41,8	10,05	45,1
19,6		49,3	5,6	9,56	41,4	9,7	42,3	10,23	45,3
20,7		48,1	5,72	9,6	40,4	9,74	41,3	10,25	44,2
21,9		47,6	5,8	9,93	41,6	10,08	42,5	10,55	45,0

Tabelle 6.4 Indikatorleistung beim Stirlingmotor IV-A mit Abdeckungsfolie

n (U/min)	ε (-)	T_H (°C)	Messung	Gl. 3.80		Schmidt		PROSA	
			P_I (W)	P_I (W)	Differenz (%)	P_I (W)	Differenz (%)	P_I (W)	Differenz (%)
21,5	1,039	59,5	8,1	12,9	37,2	13,19	38,6	13,21	38,7
23,5	1,039	57,7	8,36	13,37	37,5	13,67	38,8	13,64	38,7
24,7	1,039	56,5	8,41	13,53	37,8	13,83	39,2	13,78	39,0
26,3	1,039	55,3	8,53	13,86	38,5	14,17	39,8	14,06	39,3
27,6	1,039	53,8	8,37	13,83	39,5	14,13	40,8	13,99	40,2
18,5	1,045	60,2	7,98	13,07	38,9	13,29	40,0	13,61	41,4
20	1,045	58,6	8,13	13,49	39,7	13,71	40,7	14	41,9
21,7	1,045	57,0	8,31	13,94	40,4	14,16	41,3	14,41	42,3
23,5	1,045	55,7	8,49	14,48	41,4	14,71	42,3	14,89	43,0
24,4	1,045	54,8	8,44	14,59	42,2	14,82	43,0	14,99	43,7
25,8	1,045	53,1	8,45	14,55	41,9	14,78	42,8	14,91	43,3
27	1,045	51,8	8,34	14,52	42,6	14,75	43,5	14,84	43,8

6.2 Masseausgleich des Verdrängers

Der Verdränger besteht aus Dämmmaterial. Trotzdem hat der Verdränger noch eine große Masse infolge seines großen Volumens. Er ist etwa 23 kg schwer. Ideal sollte er ohne Masse sein. Um die Masse des Verdrängers auszugleichen, wird die in Bild 6.4 und 6.5 dargestellte Idee [34] realisiert. Zwei Gewichte, die gleich schwer wie der Verdränger sind, werden mit einem Seil über zwei Rollen an den Verdränger gekoppelt. Die Gesamtmasse ist daher Null.

Die Auswirkung der Gewichte ist deutlich (siehe Tabelle 6.5 und 6.6 sowie Bild 6.6 bis 6.8). Die Leistung mit Gewichten ist größer als die ohne Gewichte. Die mechanische Leistung ist durchschnittlich etwa 10% höher.

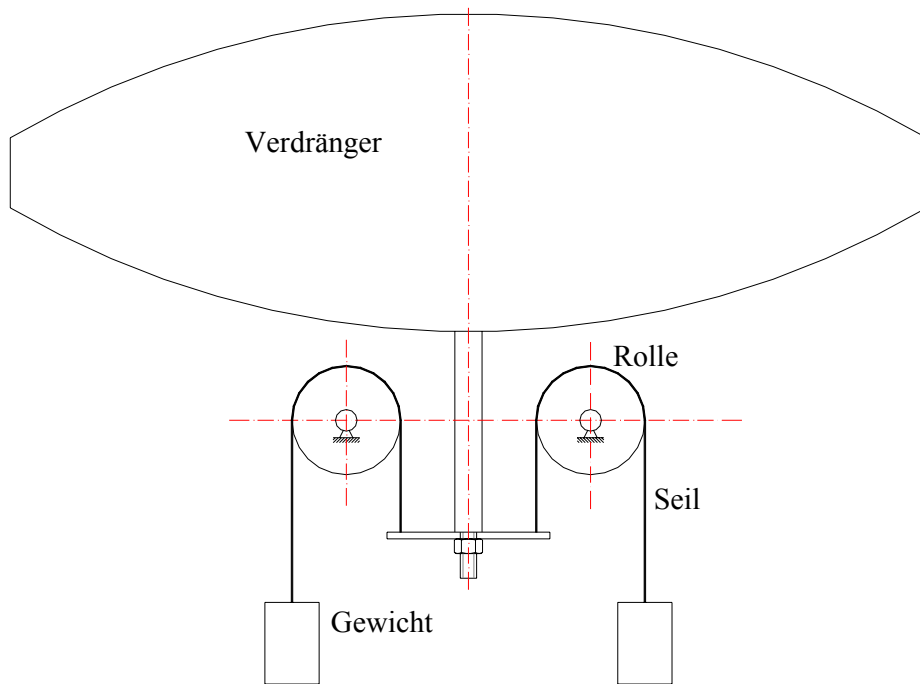


Bild 6.4 Masseausgleichsprinzip des Verdrängers

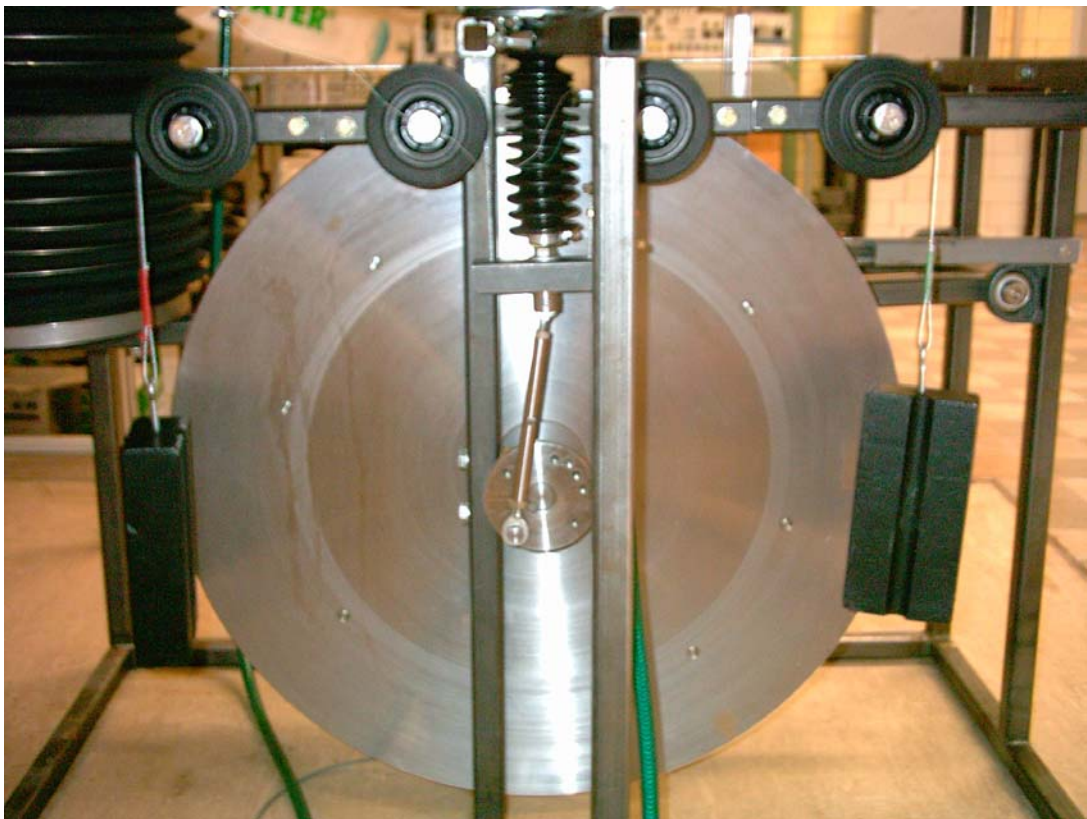


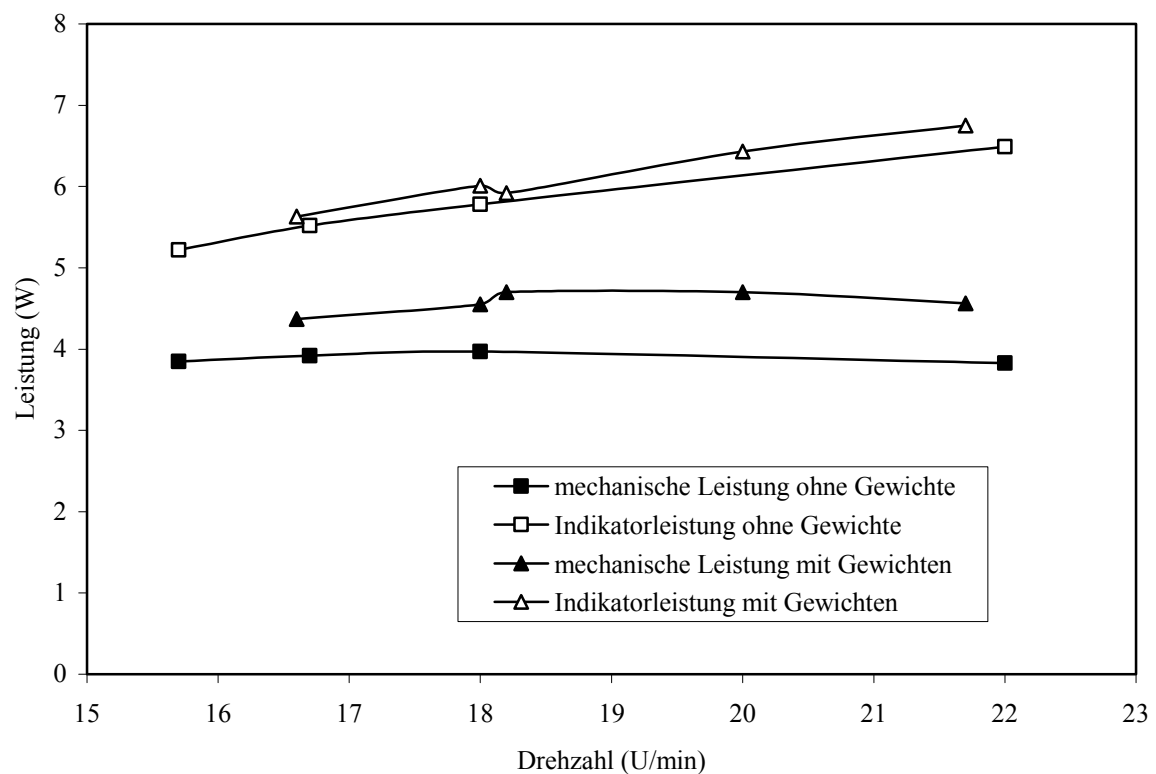
Bild 6.5 Masseausgleich des Verdrängers

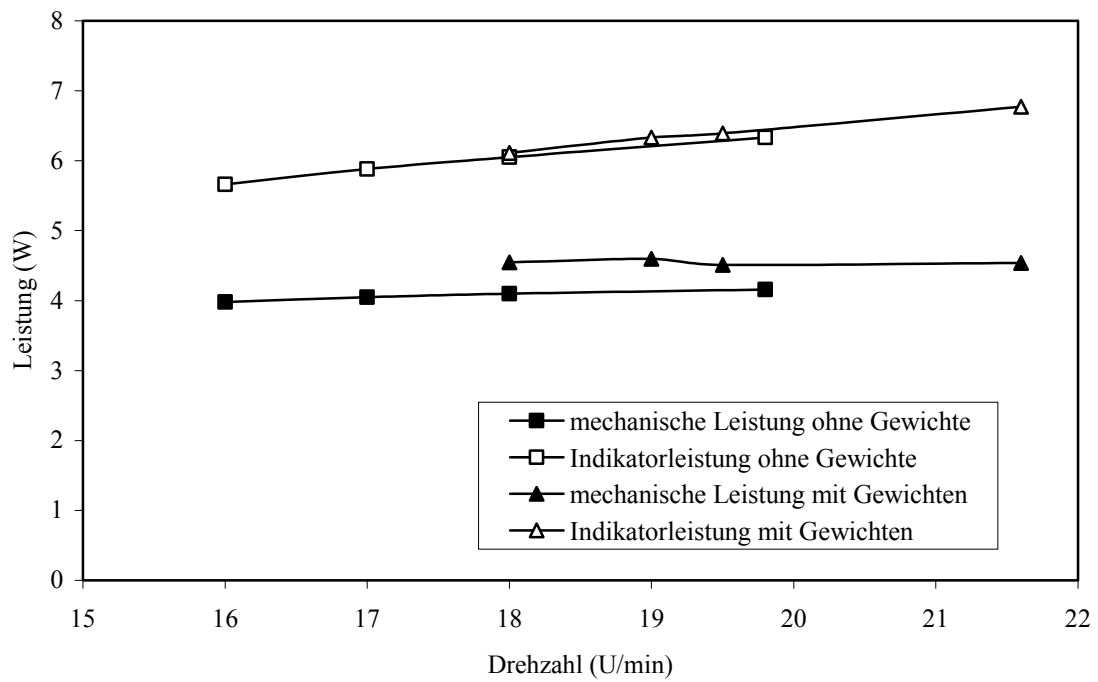
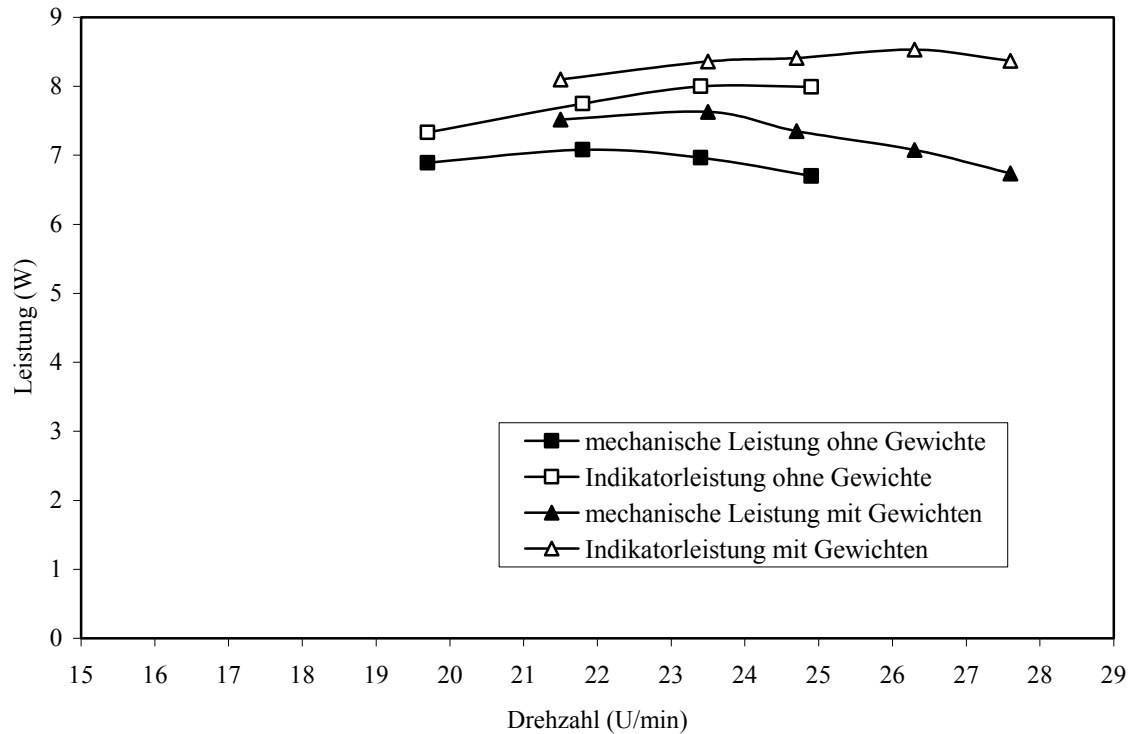
Tabelle 6.5 Auswirkung der Gewichte beim Stirlingmotor IV

ε (-)	$P_{M,max}$ (W)		Anstieg (%)	$P_{I,max}$ (W)		Anstieg (%)
	ohne Gewichte	mit Gewichten		ohne Gewichte	mit Gewichten	
1,047	3,97	4,7	18,4	6,87	7,53	9,6
1,055	4,41	4,49	1,8	-	-	-

Tabelle 6.6 Auswirkung der Gewichte beim Stirlingmotor IV-A mit der Abdeckungsfolie

ε (-)	$P_{M,max}$ (W)		Anstieg (%)	$P_{I,max}$ (W)		Anstieg (%)
	ohne Gewichte	mit Gewichten		ohne Gewichte	mit Gewichten	
1,039	7,08	7,63	7,8	9,04	9,19	1,7

Bild 6.6 Auswirkungen der Gewichte beim Stirlingmotor IV ($\varepsilon=1,047$)

Bild 6.7 Auswirkungen der Gewichte beim Stirlingmotor IV ($\varepsilon=1,055$)Bild 6.8 Auswirkungen der Gewichte beim Stirlingmotor IV-A
mit der Abdeckungsfolie ($\varepsilon=1,039$)

6.3 Totvolumenreduzierung im Arbeitskolben

Der Faltenbalg hat ein großes Totvolumen, da er funktionsbedingt auch bei abgeschlossener Kompression ein minimales Arbeitsvolumen haben muss. Um das Totvolumen zu reduzieren, wird ein leichter Verdränger im Arbeitskolben eingesetzt (siehe Bild 6.9). Der Körper hat zwei Funktionen:

- Reduzierung des Totvolumens im Arbeitskolben
- Vergrößerung des Verdichtungsverhältnisses bei gleichem Arbeitskolbenhub

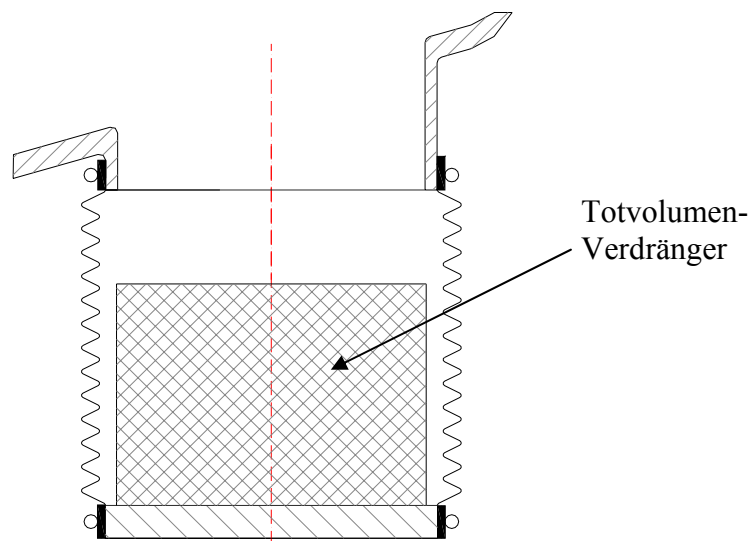


Bild 6.9 Totvolumenreduzierung im Arbeitskolben

Mit dem Körper wird die Maschinenleistung zunehmen. Tabelle 6.7 und Bild 6.10 zeigen, dass die mechanische Leistung deutlich ansteigt.

Tabelle 6.7 Einfluss des Totvolumens im Arbeitskolben beim Stirlingmotor IV

H_{Ar} (mm)	ε (-)		$P_{M,max}$ (W)		Anstieg (%)
	ohne Körper	mit Körper	ohne Körper	mit Körper	
130	1,047	1,049	4,7	5,47	16,4
150	1,055	1,057	4,49	5,54	23,4

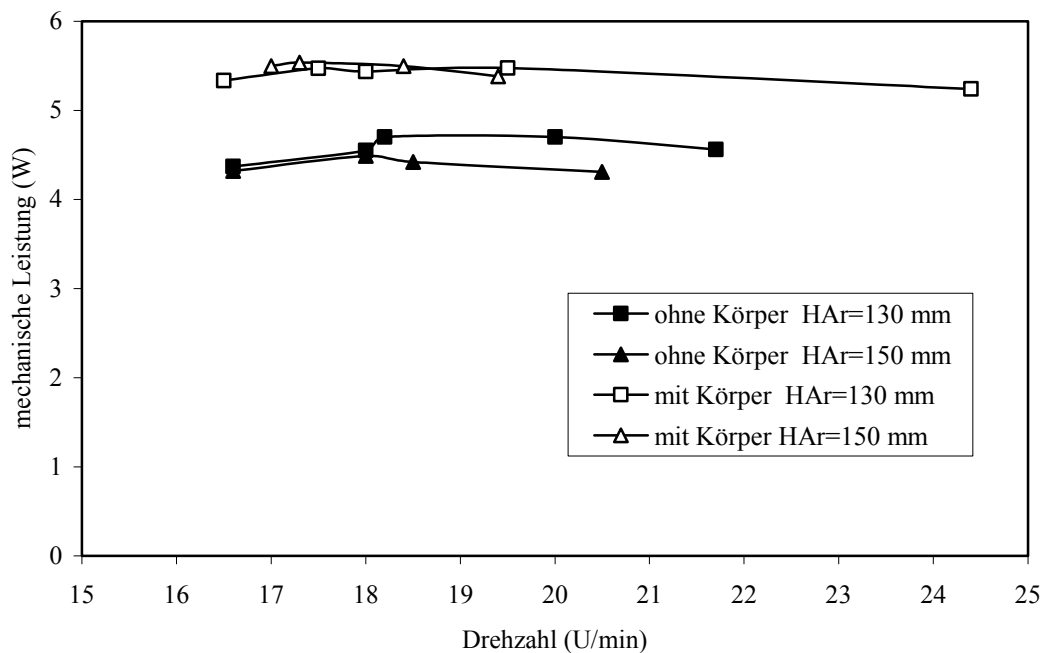


Bild 6.10 Einfluss des Totvolumens im Arbeitskolben beim Stirlingmotor IV

6.4 Diskontinuierliche Bewegung

Die Bewegung des Verdränger- und Arbeitskolbens, d.h. kontinuierliche oder diskontinuierliche Bewegung, ist für den Kreisprozess des Stirlingmotors wesentlich. Der ideale Stirling-Kreisprozess erfordert eine diskontinuierliche Bewegung der Kolben. Theoretisch müssten sich dann die Kolben zwischen einer konstanten Kolbengeschwindigkeit und einer Geschwindigkeit von Null bewegen. Dieses hat allerdings unendlich große Beschleunigungskräfte auf die Kolben und enorme Massenkräfte in der Maschine zur Folge.

Die Beschleunigungskräfte können durch die Führung des Kolbens mit Hilfe einer geeigneten Kurvenform reduziert werden. In Zusammenarbeit mit dem Institut für Festkörpermechanik, Professur für Getriebelehre, konnte eine Kurvenscheibe für die Realisierung der diskontinuierlichen Bewegung hergestellt werden (siehe Bild 6.11).



Bild 6.11 Kurvenscheibe der diskontinuierlichen Bewegung

Die Kontur der Kurvenscheibe ergibt sich nach folgenden geometrischen Bedingungen:

$$\varphi_1 = 35^\circ, \varphi_2 = 65^\circ, \varphi_3 = 180^\circ, \varphi_4 = 210^\circ, \varphi_5 = 245^\circ$$

$$r(\varphi) = \begin{cases} 170 / \cos \varphi & 0^\circ \leq \varphi < \varphi_1 \\ 129 \cos(\varphi_2 - \varphi) + \sqrt{129^2 \cos^2(\varphi_2 - \varphi) - 3185} & \varphi_1 \leq \varphi < \varphi_2 \\ 245 & \varphi_2 \leq \varphi < \varphi_3 \\ 129 \cos(\varphi - \varphi_3) + \sqrt{129^2 \cos^2(\varphi - \varphi_3) - 3185} & \varphi_3 \leq \varphi < \varphi_4 \\ 170 / \cos(\varphi_5 - \varphi) & \varphi_4 \leq \varphi < \varphi_5 \\ 170 & \varphi_5 \leq \varphi < 360^\circ \end{cases}$$

Mit Hilfe von Gewichten (siehe Bild 6.12) wird der Verdränger nahezu masselos. Die Massenkräfte des Verdrängers minimieren sich dadurch. Allerdings wird die Abwärtsbewegung des Kolbens durch Strömungswiderstände verlangsamt. Eine einigermaßen gleichmäßige Auf- und Abwärtsbewegung des Verdrängers wird erst durch die Verwendung einer zusätzlichen Führung möglich.

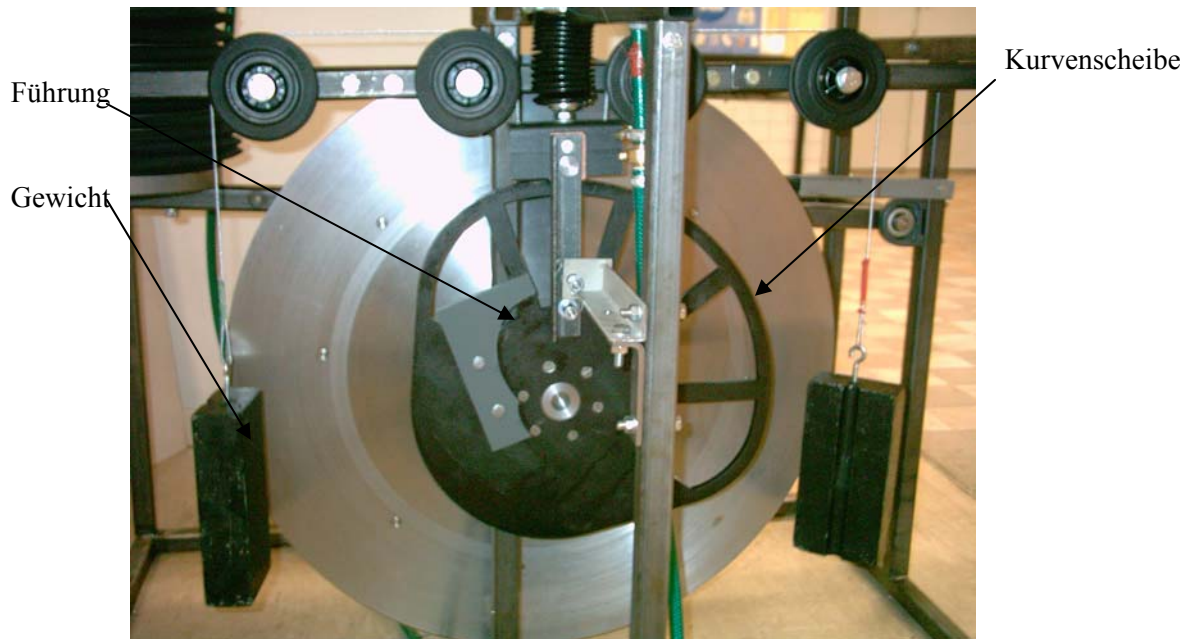


Bild 6.12 Versuchsaufbau der diskontinuierlichen Bewegung

In Bild 6.13 sind der Verlauf der diskontinuierlichen und der kontinuierlichen Kolbenbewegung des Verdrängers über einer Umdrehung dargestellt. Der Verdränger erreicht mit der diskontinuierlichen Bewegung schneller seine jeweilige Totlage. Ein Endlagenwechsel erfolgt bei der Auf- bzw. Abwärtsbewegung des Kolbens bereits nach einem Drehwinkel von ca. 65° . Die kontinuierliche Kolbenbewegung benötigt dazu 180° .

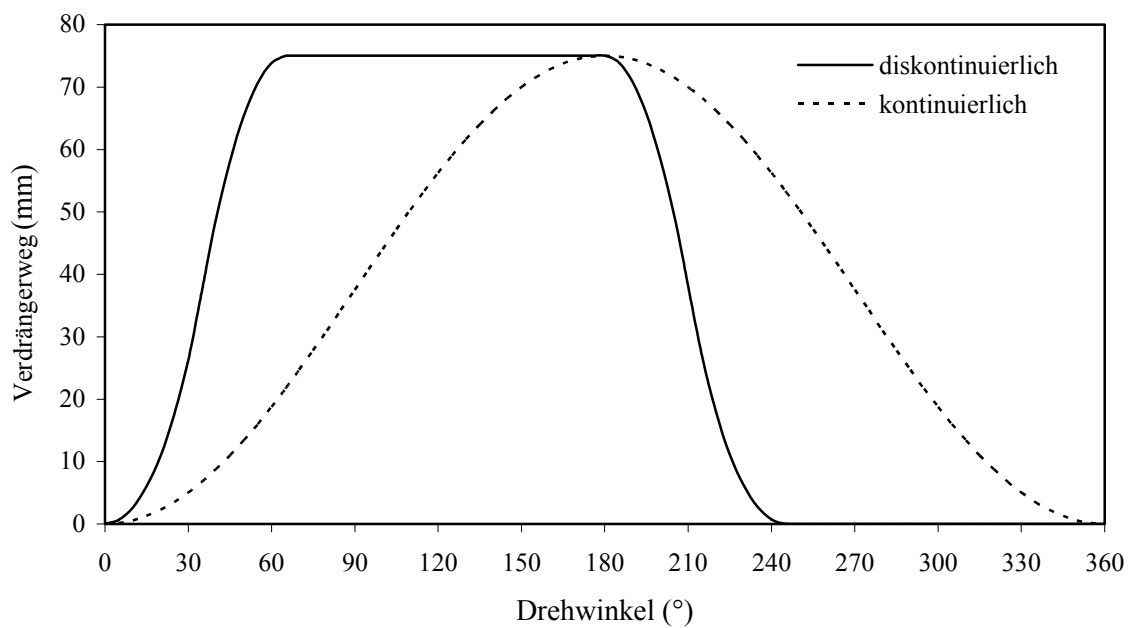


Bild 6.13 Verdrängerweg bei der kontinuierlichen und diskontinuierlichen Bewegung

Der Verlauf des Weges kann mit folgenden Gleichungen beschrieben werden.

$$h(\varphi) = \begin{cases} 170 \left(\frac{1}{\cos \varphi} - 1 \right) & 0^\circ \leq \varphi < \varphi_1 \\ 129 \cos(\varphi_2 - \varphi) + \sqrt{129^2 \cos^2(\varphi_2 - \varphi) - 3185} - 170 & \varphi_1 \leq \varphi < \varphi_2 \\ 75 & \varphi_2 \leq \varphi < \varphi_3 \\ 129 \cos(\varphi - \varphi_3) + \sqrt{129^2 \cos^2(\varphi - \varphi_3) - 3185} - 170 & \varphi_3 \leq \varphi < \varphi_4 \\ 170 \left(\frac{1}{\cos(\varphi_5 - \varphi)} - 1 \right) & \varphi_4 \leq \varphi < \varphi_5 \\ 0 & \varphi_5 \leq \varphi < 360^\circ \end{cases}$$

Die diskontinuierliche Bewegung erfordert wesentlich größere Geschwindigkeiten als die kontinuierliche. Eine konstante Geschwindigkeit (wie von der Theorie vorausgesetzt) kann in der Praxis kaum realisiert werden (siehe Bild 6.14). Der Kolben müsste dafür aus seiner Ruhelage blitzartig in seine Bewegungsgeschwindigkeit gebracht werden. Solch ein Bewegungsablauf ist, vor allem durch das Entstehen der damit verbundenen Kräfte, nur theoretisch möglich.

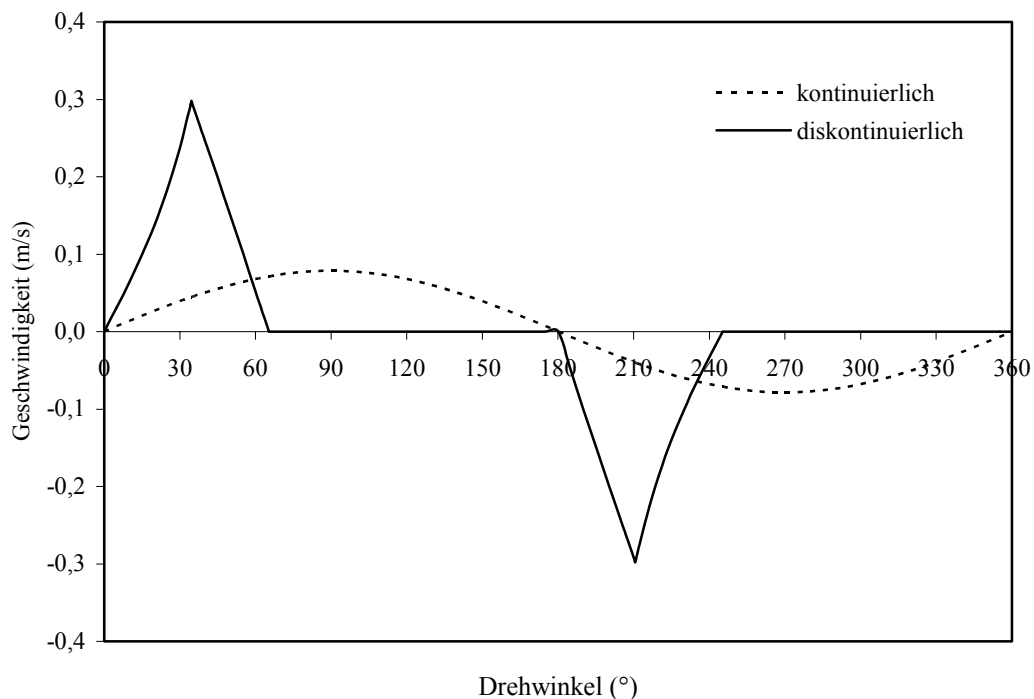


Bild 6.14: Geschwindigkeit bei der kontinuierlichen und diskontinuierlichen Bewegung

Im folgenden Bild 6.15 ist die Beschleunigung des Verdrängers dargestellt. Im Vergleich zur kontinuierlichen Bewegung sind für die diskontinuierliche Bewegung wesentlich größere Beschleunigungen erforderlich. Das wirkt einem ruhigen Lauf sowie der Stabilität der Maschine entgegen.

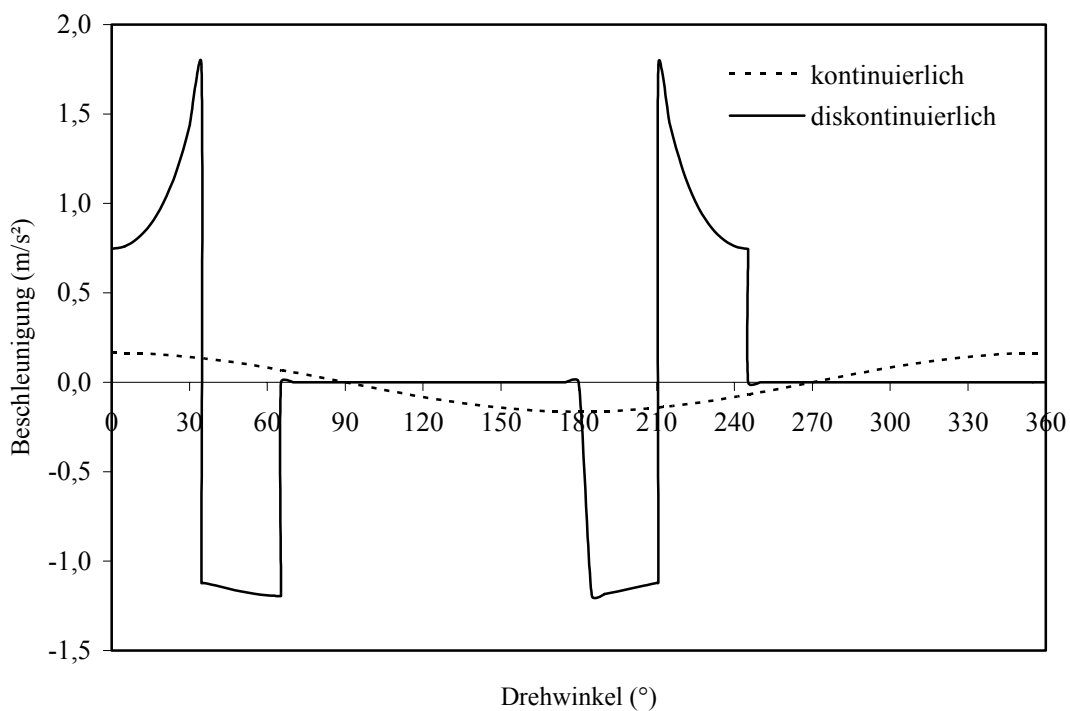


Bild 6.15 Beschleunigung bei der kontinuierlichen und diskontinuierlichen Bewegung

Der Vergleich des Temperaturverlaufs bei beiden Bewegungsarten (siehe Bild 6.16) zeigt, dass unter gleichen Bedingungen für die diskontinuierliche Kolbenbewegung höhere Temperaturdifferenzen (zwischen Heiß- und Kaltgas) zur Verfügung stehen. Das ist durch das Erreichen höherer Heißgastemperaturen möglich. Mit dem Verharren des Verdrängers in seinen Endlagen über längere Zeit (siehe Bild 6.13), ist das Arbeitsgas in der Lage, mehr Wärme aufzunehmen.

In Bild 6.17 sind die p-V Diagramme für kontinuierliche und diskontinuierliche Kolbenbewegung dargestellt. Es wird deutlich, dass bei der diskontinuierlichen Bewegung eine größere eingeschlossene Fläche erreicht wird. Die innere Arbeit ist damit ebenfalls größer. Infolge der höheren Heißgastemperatur erreicht man mit der diskontinuierlichen Bewegung auch höhere relative Drücke. Desweiteren wird durch die Annäherung des

Kreisprozesses an den idealen Verlauf, besonders durch die isochore Erwärmung bzw. Abkühlung, dass Erreichen einer größeren inneren Arbeit möglich.

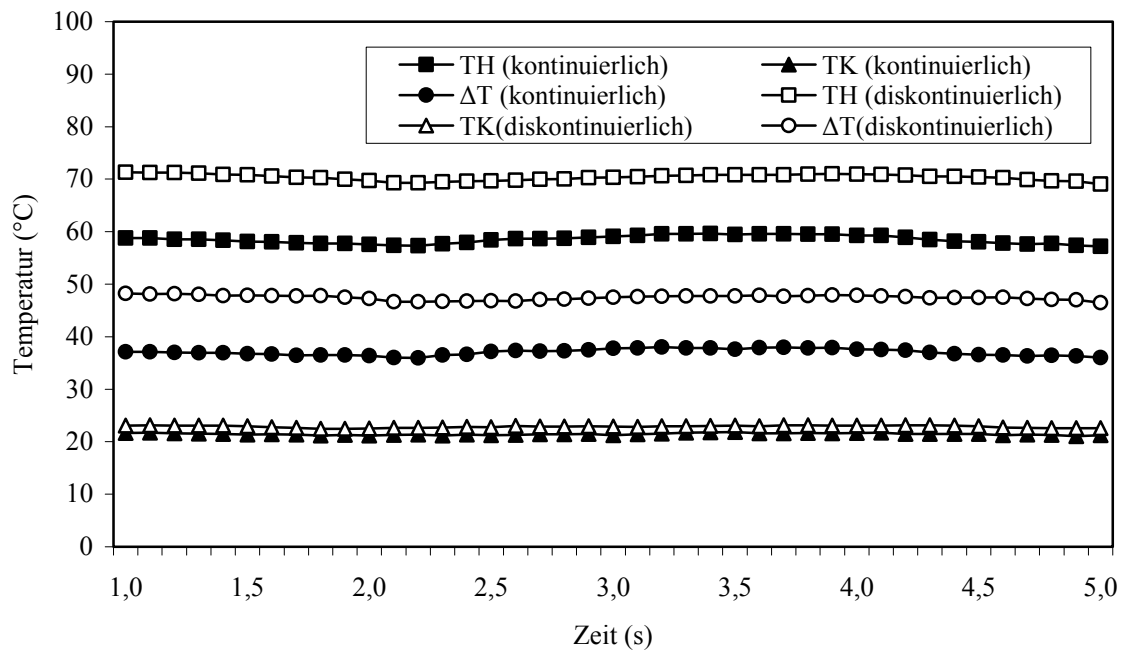


Bild 6.16 Temperaturverlauf bei unterschiedlicher Bewegung des Verdrängers mit $\varepsilon=1,045$

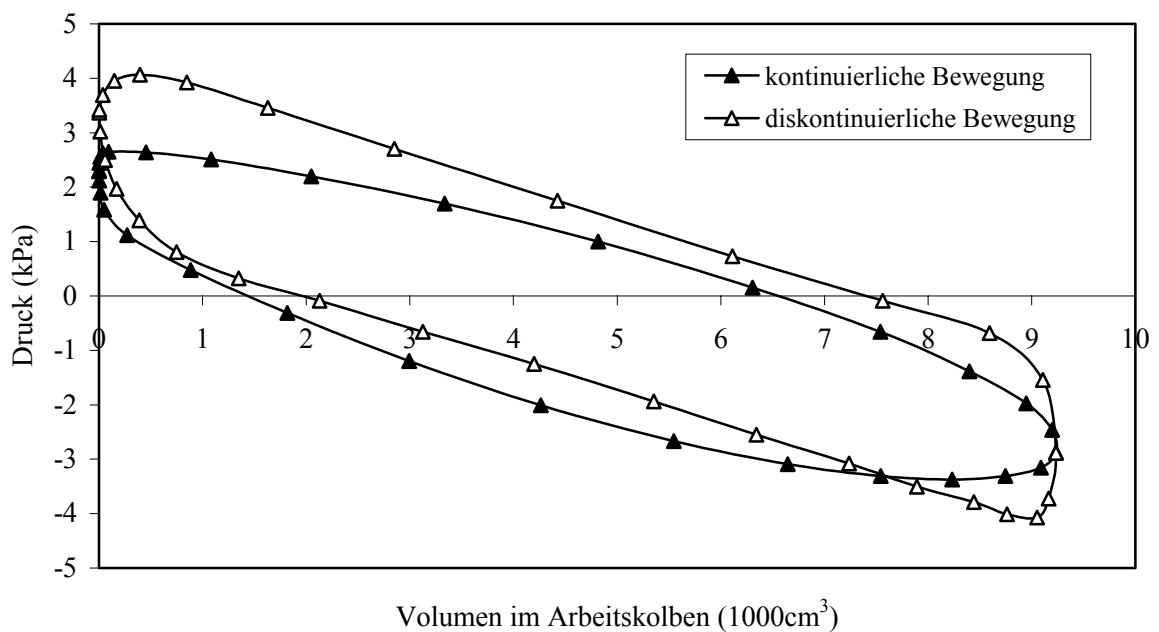


Bild 6.17 p-V Diagramm bei unterschiedlicher Bewegung des Verdrängers mit $\varepsilon=1,045$

Der Leistungsvergleich in Bild 6.18 zeigt, dass mit der diskontinuierlichen Bewegung eine höhere Indikatorleistung erreicht wird. Allerdings ist die Differenz zwischen der Indikator- und der mechanischen Leistung größer, als bei kontinuierlicher Bewegung. Dies bedeutet, dass die diskontinuierliche Kolbenbewegung mit größeren Verlusten ist. Mit zunehmender Drehzahl wird dieser Effekt verstärkt, so dass sich trotz steigender Indikatorleistung die effektiv nutzbare Leistung nicht weiter vergrößert. Die erhöhten Verluste der diskontinuierlichen Bewegung (durch Strömung und Reibung) werden im Wesentlichen durch die hohen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen des Verdrängers hervorgerufen.

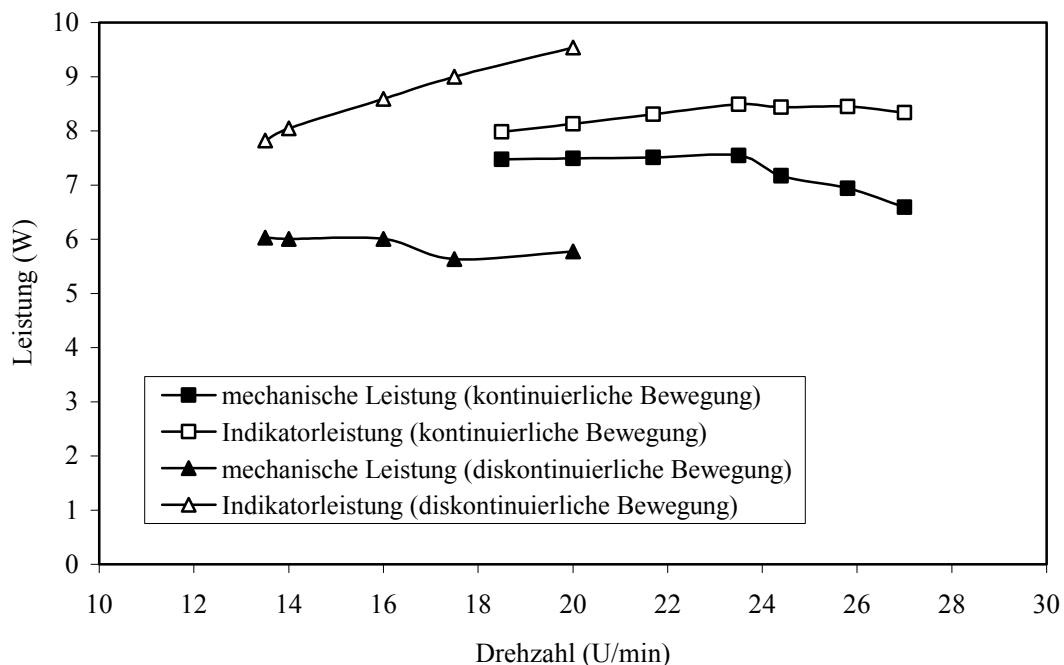


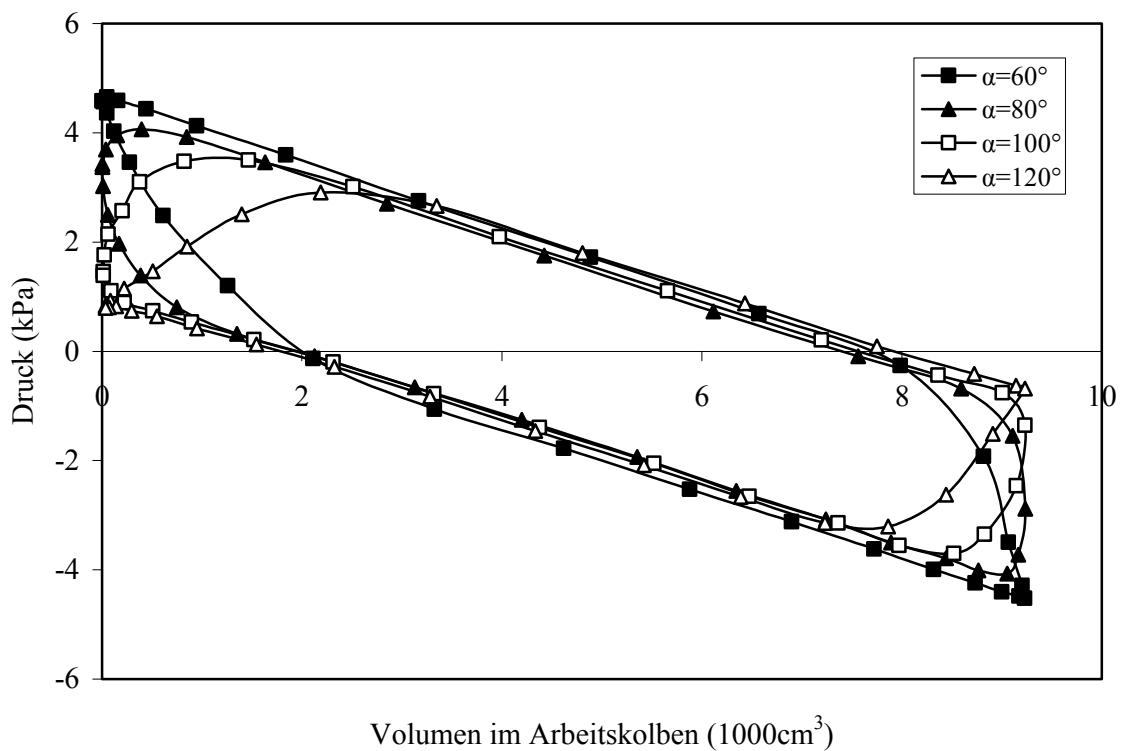
Bild 6.18 Leistungsvergleich bei unterschiedlicher Bewegung des Verdrängers mit $\varepsilon=1,045$

In Tabelle 6.8 werden die maximale mechanische Leistung und das maximal erreichbare Moment bei kontinuierlicher und diskontinuierlicher Kolbenbewegung gegenübergestellt. Es wird nochmals verdeutlicht, dass die effektive Leistung bei der kontinuierlichen Bewegung höher ist. Allerdings kann mit der diskontinuierlichen Kolbenbewegung ein größeres Moment übertragen werden. Die Stirlingmaschine ist bei einem Anschluss einer Wasserpumpe damit in der Lage, dass Wasser aus größeren Tiefen bzw. einen größeren Volumenstrom zu fördern.

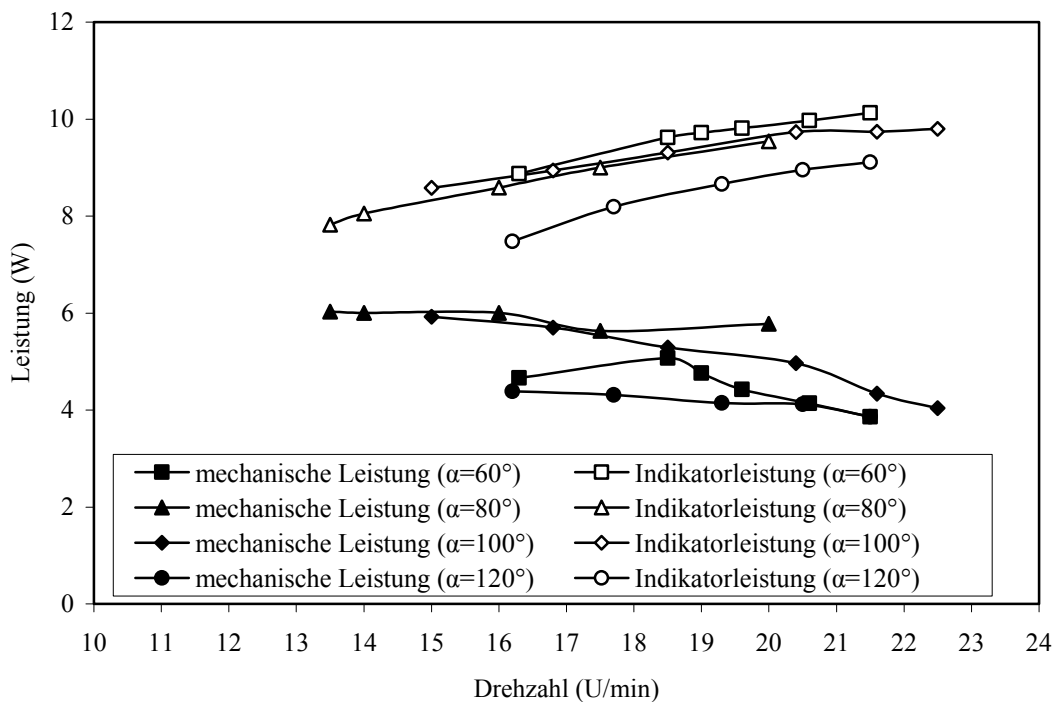
Tabelle 6.8 Leistung und Moment der kontinuierlichen und diskontinuierlichen Bewegung

Bewegungsart	$P_{m,max}$ [W]	M_{max} [Nm]
kontinuierlich	7,55	3,86
diskontinuierlich	6,03	4,26

Der Einfluss des Phasenwinkels auf die diskontinuierliche Bewegung, ist in Bild 6.19 dargestellt. Es wird deutlich, dass die Kompression und Expansion unabhängig von der Phase ähnlich verläuft. Im Gegensatz dazu wird die Erwärmung bzw. Abkühlung des Arbeitsgases vom Phasenwinkel stark beeinflusst. Wie die Messwerte zeigen, befindet sich das Optimum zwischen einem Phasenwinkel von 80 und 100°.

Bild 6.19 p-V Diagramm mit verschiedenen Phasewinkeln mit Folie mit $\varepsilon = 1,045$

Dieser Bereich wird durch Bild 6.20 bestätigt. Die Indikatorleistungen liegen zwar bei einem Phasenwinkel zwischen 60 bis 100° in ähnlichen Größenordnungen, allerdings wird die größte effektiv nutzbare Leistung im Bereich von 80° bis 100° erreicht. Die größten mechanischen Leistungen werden bei Drehzahlen unter 20 U/min erzielt.

Bild 6.20 Leistungen bei der diskontinuierlichen Bewegung ($\varepsilon=1,045$)

Der Einsatz einer Abdeckungsfolie ist für die diskontinuierliche Kolbenbewegung wichtig. In Tabelle 6.9 wird deutlich, dass die Leistungen und Momente der Stirlingmaschine durch den Einsatz der Folie stark ansteigen. Die angegebenen Werte entstanden unter Laborbedingungen. Bei Feldversuchen wird dieser deutliche Effekt noch verstärkt.

Tabelle 6.9 Auswirkungen der Abdeckungsfolie beim Stirlingmotor IV-A

α [°]	ε [-]	$P_{M,\max}$ [W]			M_{\max} [Nm]		
		ohne Folie	mit Folie	Differenz [%]	ohne Folie	mit Folie	Differenz [%]
100	1,033	0	3,69	-	0	2,62	-
60	1,045	2,73	5,07	85,7	1,72	2,73	58,7
80	1,045	2,86	6,03	110,8	1,72	4,26	147,7
100	1,045	2,55	5,93	132,5	1,72	3,77	119,2
120	1,045	0	4,38	-	0	2,58	-

6.5 Verdränger mit innenliegendem Regenerator

Die Gestaltung der Maschine kann vereinfacht werden, wenn sich der Regenerator im Verdränger befindet (siehe Bild 6.21). Regenerator und Verdränger bilden dann eine Einheit.

Die bisherige Anordnung des Arbeitskolbens auf der kalten Seite der Stirlingmaschine hat einen Nachteil. Das verdichtete Arbeitsmedium muss nach dem Durchströmen des Regenerators ebenfalls an der Oberflächenkühlung vorbeiströmen. Dadurch wird es abgekühlt noch bevor es für die Expansion am Arbeitskolben bereitstehen kann. Damit vermindern sich die Arbeitsfähigkeit des Gases und die effektive Leistung der Maschine.

Um auf die beschriebenen Effekte Einfluss nehmen zu können wurde der Regenerator mit Hilfe von Plastikrohren in den Verdränger eingebracht (siehe Bild 6.21 und 6.22).



Bild 6.21 Verdränger mit innenliegendem Regenerator

Die Realisierung eines zusätzlichen Überströmkanals (mit größerem Querschnitt) soll dem Arbeitsgas die Möglichkeit geben, direkt in den Arbeitskolben expandieren zu können (siehe Bild 6.22).



Bild 6.22 Überströmkanal

In Tabelle 6.10 ist die Dimensionierung der Rohre angegeben.

Tabelle 6.10 Dimensionierung der Rohre

Innendurchmesser [mm]	Länge [mm]	Anzahl [-]
28	425	12
	375	19
	300	25
	165	32
100	165	1

Nach der Montage des Verdrängers erfolgte die Funktionsprüfung der Maschine. Die Stirlingmaschine ist weder mit kontinuierlicher noch mit diskontinuierlicher Kolbenbewegung in der Lage, sicher zu laufen. Im Vergleich zum aussenliegenden Regenerator hat der innenliegende Regenerator eine kleinere Durchströmfläche und eine größere durchschnittliche Durchströmlänge. Dies hat einen erhöhten Druckverlust zur Folge.

Eine Vergrößerung des Rohrdurchmessers und kürzere Rohrlängen verringern den Druckverlust durch die Strömung, so dass eine lauffähige Maschine konstruiert werden sollte. Dieses konnte jedoch aus zeitlichen Gründen experimentell nicht überprüft werden.

7 Zusammenfassung

Das Ziel der vorliegenden Dissertationsschrift bestand darin, für die äquatornahen Regionen mit hoher solarer Einstrahlung einen solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor zu entwickeln, berechnen, konstruieren und fertigen, experimentelle Untersuchungen durchzuführen sowie die Ergebnisse auszuwerten. Des Weiteren war im Rahmen dieser Arbeiten die Gültigkeit der Schmidt-Theorie für den Niedertemperatur-Stirlingmotor zu überprüfen.

Ausgehend von einer umfassenden Literaturlauswertung sowie unter Beachtung der konkreten technischen und wirtschaftlichen Bedingungen in den möglichen Einsatzgebieten, sollte der solare Niedertemperatur-Stirlingmotor einfach aufgebaut und wartungsarm sein, sicher und zuverlässig arbeiten, gegenüber der Umgebung dicht sein sowie kleine Totvolumina und geringe Strömungswiderstände aufweisen.

Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen wurden drei Varianten des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors - Stirlingmotor III, IV und IV-A - konstruiert und gefertigt sowie mit Hilfe eines Sonnensimulators (800 W / m^2) getestet. Eine speziell konzipierte Mess- und Auswertetechnik ermöglichte die Bestimmung von Temperatur und Druck des Arbeitsgases, des Weges des Arbeitskolbens sowie der Leistung.

Zur Ermittlung der Heißgastemperatur wurde ein mathematisches Modell erstellt, dessen Gültigkeit für den solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor durch umfangreiche Experimente bestätigt werden konnte.

Die Voraussetzungen der Schmidt-Theorie sind relativ ideal und bei dem solaren Niedertemperatur-Stirlingmotor nicht erfüllt. Trotzdem ist die Schmidt-Theorie auch auf den Stirlingmotor anwendbar.

Eine vereinfachte Beziehung zur Berechnung der Leistung (Gl. 3.80) wurde abgeleitet und experimentell überprüft.

Die Leistungsoptimierung erfolgte unter Berücksichtigung des Einflusses von Phasenwinkel, Verdichtungsverhältnis und Drehzahl.

Der optimale Bereich des Phasenwinkels liegt zwischen 60° und 100° , empfohlen wird ein Winkel von 90° .

Der optimale Drehzahlbereich liegt zwischen 18 und 25 U / min.

Solare Niedertemperatur-Stirlingmotoren zeichnen sich dadurch aus, dass sie immer die maximal mögliche mechanische Leistung abgeben, indem die Drehzahl sinkt und die Heißgastemperatur steigt.

Die Reduzierung des Totvolumens ist für die Leistung des Niedertemperatur-Stirlingmotors von großer Bedeutung. So konnte durch das Einbringen eines Verdrängers in den Arbeitskolben die mechanische Leistung um etwa 10 % gesteigert werden.

Weiterhin konnte experimentell nachgewiesen werden, dass sowohl das Anbringen der Abdeckungsfolie als auch der Einsatz eines Regenerators wichtige Voraussetzungen für den stabilen Betrieb des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors sind.

Beim Stirlingmotor IV-A wurde neben der kontinuierlichen auch die diskontinuierliche Bewegung des Verdrängers realisiert. Die durchgeführten Versuche haben ergeben, dass bei letzterer Bewegungsart das übertragbare mechanische Moment größer ist.

Voraussetzung für die diskontinuierliche Bewegung ist ein massenloser Verdränger. Dieser wurde durch das Anbringen von Ausgleichsgewichten verwirklicht. Die entsprechenden experimentellen Arbeiten führten zu dem Ergebnis, dass im Durchschnitt eine um ca. 10 % höhere mechanische Leistung erzielt werden kann.

Im Ergebnis der durchgeführten theoretischen und experimentellen Untersuchungen an den drei Varianten des solaren Niedertemperatur-Stirlingmotors kann festgestellt werden, dass mit der Maschine IV-A die günstigsten Parameter erreicht wurden. Vorteilhaft bei dieser Version sind insbesondere einfachere Fertigung, gute Abdichtung, kleinere Strömungsverluste sowie eine um etwa 2 K niedrigere Kaltgastemperatur. Der Stirlingmotor IV-A sollte Prototyp für Feldtest werden.

Ausblick

Alle experimentellen Untersuchungen in dieser Arbeit wurden im Labor durchgeführt. Die Maschine sollte in äquatornahen Gebieten im Freiland getestet werden, damit eine hohe und homogene Heißgastemperatur im Motor erreicht werden kann. Die Leistungen werden sich dadurch erhöhen.

Erste Versuche mit einem Verdränger mit innenliegendem Regenerator sind unzureichend und unbefriedigend. Hinsichtlich der großen Strömungsverluste im Regenerator sollten folgende Untersuchungen experimentell überprüft werden:

- Vergrößerung des Rohrdurchmessers
- Reduzierung der Regeneratorlänge und Rohrzahl

Beim Stirlingmotor IV und IV-A konnte eine Oberflächenkühlung mit Hilfe von Flächenkühler, indem das Kühlmittel Wasser hindurchströmt, realisiert werden. Eine Luftkühlung statt der Kühlung mit Wasser, hat für den Einsatz eines Niedertemperatur-Stirlingmotors wesentliche Vorteile. Eine Überprüfung ist durch einen einfachen Versuch, indem eine Gehäuseschüssel weglassen wird, möglich (siehe Bild 2.5).

Anhang

Nach der Gleichung 3.76 wird der Faktor F folgendermaßen definiert:

$$F = \frac{\pi}{30} \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{1-k_1^2}} - 1 \right) \cdot \varepsilon_{Ar} \cdot \frac{\eta_{th}}{\eta_{th}^2 + \varepsilon_{Ar}^2} \cdot 10^4$$

mit

$$k_1 = \frac{A}{k} = \frac{\sqrt{\left(\frac{1}{T_K} - \frac{1}{T_H}\right)^2 + \varepsilon_{Ar}^2} \cdot \left(\frac{1}{T_K}\right)^2}{\frac{1}{T_H} + \frac{1 + \varepsilon_{Ar}}{T_K} + \frac{4 \cdot \varepsilon_T}{T_H + T_K}}$$

Der Faktor F ist von folgenden Größen abhängig:

$$F = F(\Delta T, \varepsilon_{Ar}, \varepsilon_T)$$

Bei solaren Niedertemperatur-Stirlingmotoren gilt für ΔT , ε_{Ar} und ε_T :

$$20K \leq \Delta T \leq 100K$$

$$0 < \varepsilon_{Ar} < 0,2$$

$$0 < \varepsilon_T < 2$$

Die Bilder A.1 und A.2 zeigen, dass mit zunehmender Temperaturdifferenz und Arbeitsvolumenverhältnis der Faktor linear ansteigt. Bild A.3 erläutert, dass sich mit zunehmendem Totvolumenverhältnis der Faktor schnell verkleinert. Aus diesen Gründen kann der Faktor F wie folgt ermittelt werden:

$$F = \frac{a \cdot \pi \cdot \varepsilon_{Ar} \cdot \Delta T}{b + c \cdot \varepsilon_T}$$

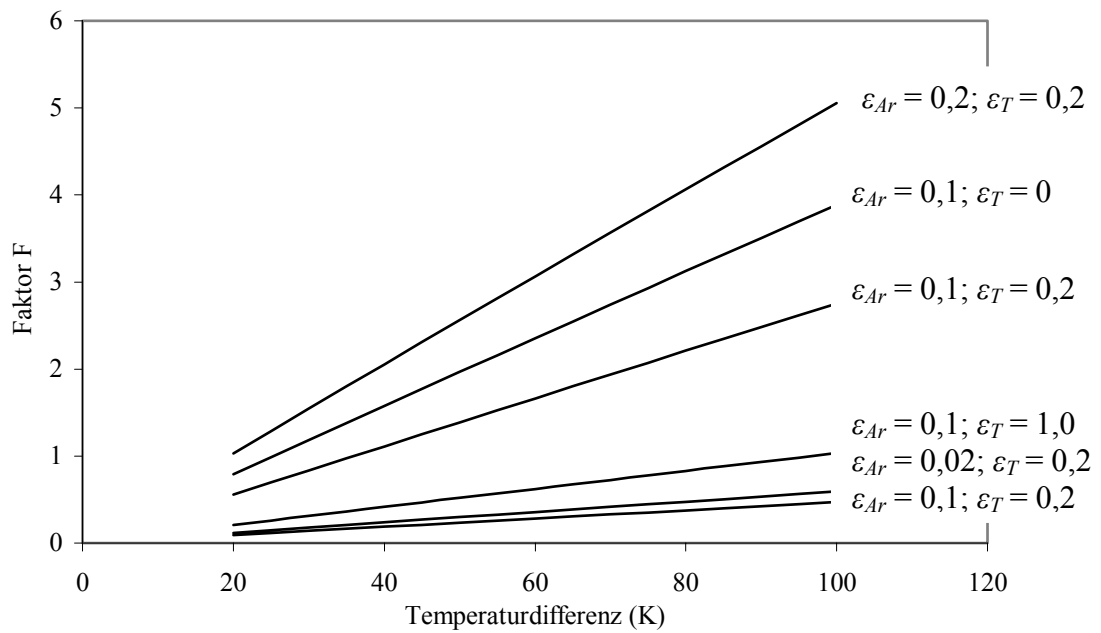


Bild A.1 Faktor F in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz

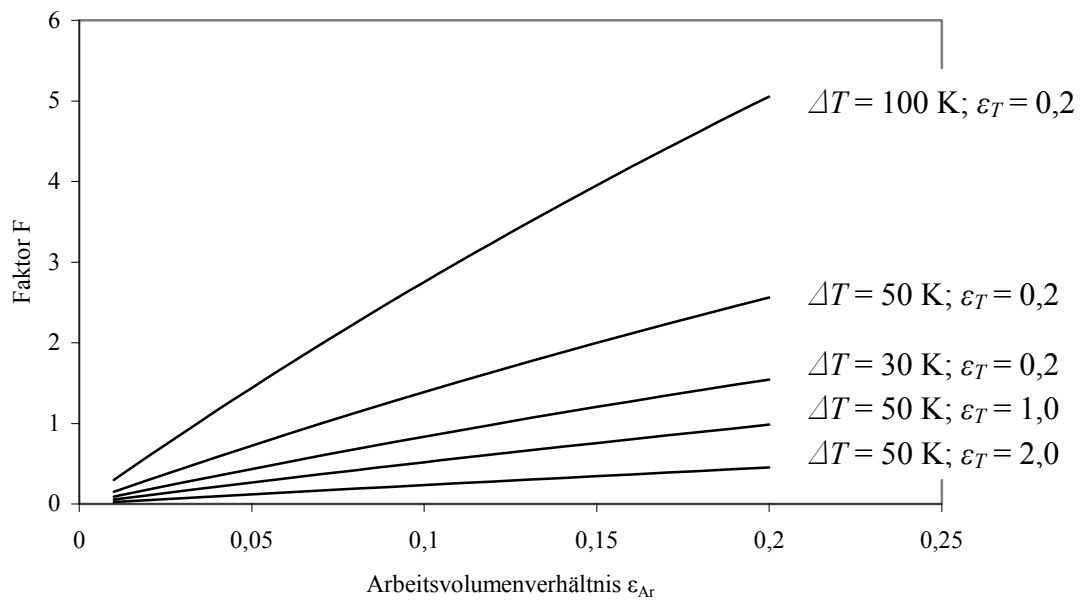


Bild A.2 Faktor F in Abhängigkeit vom Arbeitsvolumenverhältnis

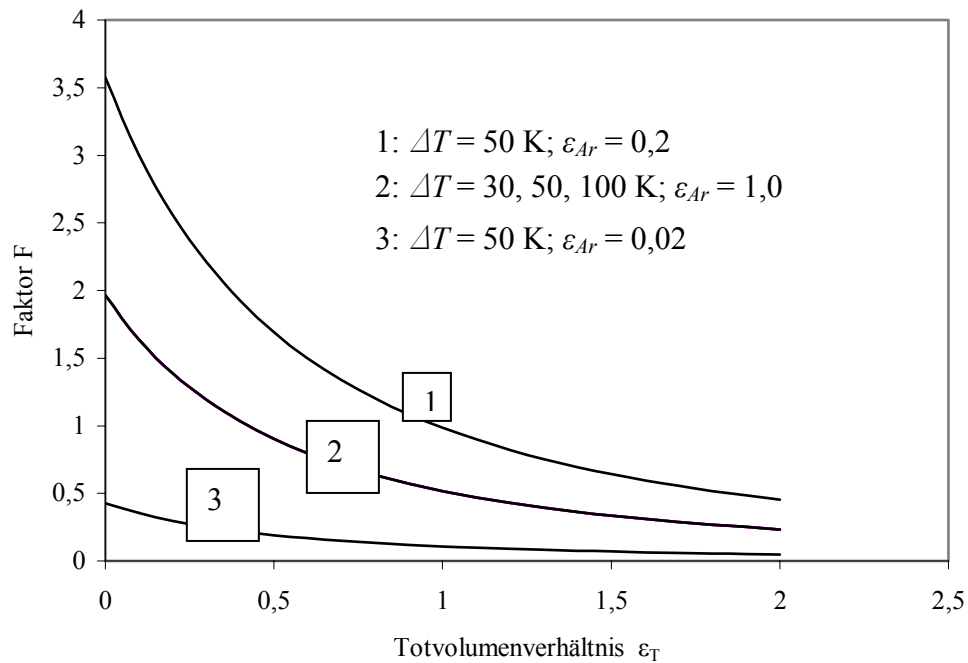


Bild A3 Faktor F in Abhängigkeit vom Totvolumenverhältnis

Mit Hilfen der Software Microsoft Excel werden die drei Konstanten a, b und c festgelegt:

$$a = 1,3$$

$$b = 9$$

$$c = 30$$

Daraus folgt für den Faktor F

$$F = \frac{1,3 \cdot \pi \cdot \varepsilon_{Ar} \cdot \Delta T}{9 + 30\varepsilon_T}.$$

Tabelle A.1 gibt den Vergleich zwischen dem realen und dem vereinfachten Faktor wieder. Die Differenz ist kleiner als 10%.

Tabelle A.1 Faktorvergleich mit der vereinfachten Form

ΔT (K)	ε_{Ar}	ε_T	F	F (vereinf.)	Diff. (%)	ΔT (K)	ε_{Ar}	ε_T	F	F (vereinf.)	Diff. (%)
20	0,02	0,2	0,119	0,109	8,40	20	0,1	1,0	0,207	0,209	-0,95
30	0,02	0,2	0,179	0,163	8,94	30	0,1	1,0	0,311	0,314	-1,01
40	0,02	0,2	0,238	0,218	8,40	40	0,1	1,0	0,414	0,419	-1,06
50	0,02	0,2	0,297	0,272	8,42	50	0,1	1,0	0,518	0,524	-1,10
60	0,02	0,2	0,357	0,327	8,40	60	0,1	1,0	0,621	0,628	-1,13
70	0,02	0,2	0,416	0,381	8,41	70	0,1	1,0	0,725	0,733	-1,15
80	0,02	0,2	0,475	0,436	8,21	80	0,1	1,0	0,828	0,838	-1,17
90	0,02	0,2	0,534	0,490	8,24	90	0,1	1,0	0,931	0,942	-1,19
100	0,02	0,2	0,593	0,545	8,09	100	0,1	1,0	1,035	1,047	-1,20
20	0,1	0,2	0,558	0,545	2,37	50	0,01	0,2	0,150	0,136	9,33
30	0,1	0,2	0,835	0,817	2,21	50	0,04	0,2	0,584	0,545	6,68
40	0,1	0,2	1,112	1,089	2,07	50	0,06	0,2	0,862	0,817	5,22
50	0,1	0,2	1,388	1,361	1,92	50	0,08	0,2	1,129	1,089	3,54
60	0,1	0,2	1,663	1,634	1,76	50	0,1	0,2	1,388	1,361	1,95
70	0,1	0,2	1,937	1,906	1,61	50	0,12	0,2	1,638	1,634	0,24
80	0,1	0,2	2,210	2,178	1,44	50	0,14	0,2	1,880	1,906	-1,38
90	0,1	0,2	2,482	2,450	1,28	50	0,17	0,2	2,229	2,314	-3,81
100	0,1	0,2	2,753	2,723	1,11	50	0,2	0,2	2,561	2,723	-6,31
20	0,2	0,2	1,032	1,089	-5,52	50	0,1	0,1	1,639	1,702	-3,84
30	0,2	0,2	1,544	1,634	-5,83	50	0,1	0,3	1,191	1,134	4,72
40	0,2	0,2	2,054	2,178	-6,04	50	0,1	0,5	0,904	0,851	5,90
50	0,2	0,2	2,561	2,723	-6,33	50	0,1	0,7	0,710	0,681	4,12
60	0,2	0,2	3,065	3,267	-6,59	50	0,1	0,9	0,572	0,567	0,87
70	0,2	0,2	3,566	3,812	-6,90	50	0,1	1,1	0,471	0,486	-3,22
80	0,2	0,2	4,065	4,356	-7,16	50	0,1	1,3	0,394	0,425	-7,85
90	0,2	0,2	4,561	4,901	-7,45	50	0,1	1,5	0,335	0,378	-12,82
100	0,2	0,2	5,054	5,445	-7,74	50	0,1	1,7	0,288	0,340	-18,04

Literaturverzeichnis

- [1] Kolin, I.: Stirling Motor: history-theory-practice. Zagreb University Publications 1991
- [2] Kolin, I.: Isothermal Stirling cycle engine. Inter University Centre, Dubrovnik, April 1983, S.187.
- [3] Schmidt, G. Theorie der Lehmannschen Kaloriechen Maschine. VDI-Zeitschrift Band XV, Heft 1, S. 1-12, Heft2, S. 97-112, 1871.
- [4] Lista, P.: The Setup of the Stirling Cogeneration System V160 DMA. Vortrag auf dem Europäischen Stirling Forum 1992 in Osnabrück.
- [5] Werdich, M.: Stirling-Maschinen: Grundlagen, Technik, Anwendung. 3. überarbeitete u. erweiterte Auflage, Freiburg: ökobuch verlag 1994.
- [6] Kolin, I.: Stirling Motor: history-theory-practice. Zagreb University Publications 1991
- [7] Finkelstein, T.: Air Engines; in the Engineer, 1959.
- [8] Walker, G. Stirling Engines. Calrendon Press, Oxford, 1980.
- [9] Steimle, F. (Hrsg.): Stirlin-Maschinen-Technik: Grundlagen,Konzepte und Chancen. 1.Aufl., Heidelberg: C.F. Müller Verlag, 1996.
- [10] Pflegjaar, A.: Entwicklungsstand und Aussichten des Stirlingmotors. MTZ Motortechnische Zeitschrift 37 (1976) 3 S.74.
- [11] Senft, J. R.: An ultra low temperature differential Stirling engine. Inter University Centre, Fifth International Stirling Engine Conference, Dubrovnik, May 1991.
- [12] Kolin, I.: Four Volumes in the Stirling Engine. Tagungsband des Europäischen Stirling Forums 2000, Osnabrück, 22.-24. Februar 2000, S11-18.
- [13] Kolb, Alexander: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an einem neuen solaren Luftkollektor mit durchströmtem Absorber. Fortschritt-Bericht VDI Reihe 6 Nr. 356. Düsseldorf: VDI Verlag 1997.

- [14] Siegel, R.; Howell, J. R.: Thermal Radiation Heat Transfer.
Hemisphere Publishing Corp., Washington, 1992.
- [15] Modest, M. F.: Radiative Heat Transfer. McGraw-Hill, New York, 1993.
- [16] Duffie, J. A.; Beckman, W. A.: Solar Engineering of Thermal Processes.
John Wiley & Sons, New York, 1991.
- [17] Esler, Norbert; Fischer, Siegfried und Huhn, Jörg: Grundlagen der
technischen Thermodynamik; Band 2. Akademie Verlag GmbH, Berlin 1993.
- [18] Beitz, Wolfgang; Grote, Karl-Heinrich: Taschenbuch für den Maschinenbau.
19. Auflage, Springer-Verlag, Berlin 1997.
- [19] Puren Schaumstoff GmbH: Arbeitstabelle Dämmstoffe. 1994.
- [20] Huhn, J.: Wärmeübertragung II, Vorlesungsskript zur Lehrveranstaltung. Technische
Universität Dresden.
- [21] Eickhoff, Johannes: Entwicklung einer solaren Niedertemperatur-Stirling-Maschine.
Dissertation an der Technischen Universität Dresden 2001.
- [22] Hausen, H.: Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom.
2. Neubearbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin 1976.
- [23] Organ, A. J.: The Regenerator and the Stirling Engine.
Mechanical Engineering Publications Limited, London 1997.
- [24] Organ, A. J.: Two centuries of the thermal regenerator. Proc. Instn Mech. Engrs,
Part C, Journal of Mechanical Engineering Science, 2000, 214, p269-288.
- [25] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den
Wärmeübergang. Düsseldorf, VDI Verlag 1988.
- [26] Walker, G.; Senft, J.R.: Free Piston Stirling Engines. Berlin, Springer-Verlag, 1985.
- [27] Organ, A. J.: Thermodynamics and Gas Dynamics of Stirling Cycle
Machine. Cambridge University Press, 1992.

- [28] Organ, A. J.: Stirling engine thermodynamic design – without the computer.
Edition 2.1.0 published September 1993 by Regenerative Thermal Machines (mRT),
PO Box 39, Cambridge CB 3 8BH, UK.
- [29] Urieli, I.: Berchowitz, D. M.: Stirling Cycle Engine Analysis. Adam Hilger
Ltd, Bristol, 1984.
- [30] Thomas, B.: PROSA Computerprogramm zur Berechnung von Stirling Maschinen.
Benutzerhandbuch Version 2.0. Reutlingen, Juli 2001.
- [31] Keithley Instruments, Inc.: 500-Series Measurement and Control Systems. Mar. 1991.
- [32] Prozess- und Maschinen-Automation GmbH: Bedienungsanleitung, Messumformer
P40. 1999.
- [33] Rühlich, Ingo: Strömungstechnische Optimierung von Regeneratoren für
Gaskälmaschinen. Fortschritt-Bericht VDI Reihe 19 Nr. 117.
Düsseldorf: VDI Verlag 1999.
- [34] Knorr, J.: Persönliches Gespräch. Dresden, Oktober 2002.
- [35] Höhne, O.: Untersuchungen zur Leistungsoptimierung am Niedertemperatur-
Stirlingmotor SUNWATER®. Projektarbeit an der Technischen Universität Dresden
April 2003.
- [36] Chen, D.; Knorr, J. und Schwarz, M.: Experimentelle Untersuchungen am solaren
Niedertemperatur-Stirlingmotor. European Stirling Forum 2002, Osnabrück, 18.-19.
September 2002.